

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломного проєкту

ступеня вищої освіти «Бакалавр» на тему:

**«Підвищення ефективності трактора Case IH з двигуном Cummins
6TAA 9.0-04L при роботі за газодизельним циклом»**

Виконав: студент 4 курсу, групи АІ-4-22 за
спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Крупа Артем Володимирович

Керівник: _____ Бойко Владислав Борисович

Рецензент: _____

Дніпро – 2026

ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

Ступінь вищої освіти: «Бакалавр»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

ТСГМ

(назва кафедри)

доцент

(вчене звання)

Теслюк Г. В.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

« ____ » _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ СТУДЕНТУ

Крупі Артему Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Підвищення ефективності трактора Case IH з двигуном Cummins 6TAA 9.0-04L при роботі за газодизельним циклом

керівник роботи Бойко Владислав Борисович, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від

«5» травня 2026 року № 912.

2. Строк подання студентом роботи 8.06.2026 р.

3. Вихідні дані до проєкту Матеріали по газифікації тракторів і автомобілів при роботі їх ДВЗ за газодизельним циклом. Актуальні розробки запропоновані в патентах та реалізовані у вигляді діючих систем та пристроїв для реалізації живлення ДВЗ за газодизельним циклом, наукові напрацювання за даною тематикою науковців кафедри ТСГМ.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити). 1. Характеристика господарства. 2. Аналіз сучасних систем для реалізації газодизельного циклу ДВЗ. 3. Обґрунтування конструкції системи живлення газодизеля. 4. Охорона праці. 5. Техніко-економічна оцінка системи живлення газодизеля. Висновки та пропозиції. Бібліографічний список.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Аналіз господарської діяльності підприємства (А1). 2. Об'єкт удосконалення (А1). 3. Аналіз конструктивних рішень (А1). 4. Конструктивна схема (А1). 5. Складальне креслення (А1). 6. Деталювання (А1). 7. Економічні показники проекту (А1).

6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-5	Бойко В.Б., доцент		
нормоконтроль	Золотовська О.В., доцентка		

7. Дата видачі завдання: 23.03.2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний (оглядовий)	до 3.04.26	
2	Технологічний	до 20.04.26	
3	Конструктивний	до 18.05.26	
4	Охорона праці	до 22.05.26	
5	Економічний	до 28.05.26	
6	Графічна частина	до 8.06.26	

Студент

(підпис)

Крупа А.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Бойко В. Б.

(прізвище та ініціали)

Поз.	Форм.	Позначення		Найменування	Кіл.	Прим.	
				Текстові документи			
	A4	52ДП.066.000.000ПЗ		Пояснювальна записка	90		
				Графічні матеріали			
1	A1	52ДП.066.000.000А		Аналіз господарської діяльності	1		
2	A1	52ДП.066.000.000ТХ		Об'єкт модернізації	1		
3	A1	52ДП.066.000.000А		Аналіз конструктивних рішень	1		
4	A1	52ДП.066.100.000ВЗ		Конструктивна схема	1		
5	A1	52ДП.066.100.000СК		Складальне креслення	1		
6	A1	52ДП.066.100.000		Деталювання	1		
7	A1	52ДП.066.000.000Е		Економічні показники проекту	1		
				52.ДП.066.000.000.ПД			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.		Лім.	Лист	Листів
Розроб.		Крупа А.В.			у	4	90
Перев.		Бойко В.Б.					
Т.контр.							

<i>Н.контр.</i>	<i>Золотовська О.В.</i>		<i>Відомість дипломного проекту</i>	<i>ДДАЕУ АІ-4-22</i>
<i>Зат.</i>	<i>Теслюк Г.В.</i>			

АНОТАЦІЯ

Крупа А.В. Підвищення ефективності трактора Case IH з двигуном Cummins 6TAA 9.0-04L при роботі за газодизельним циклом / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «бакалавр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» – ДДАЕУ, Дніпро, 2026.

Кваліфікаційна робота присвячена підвищенню ефективності роботи тракторів сімейства Case IH з двигуном Cummins 6TAA 9.0-04L за рахунок переведення двигуна на роботу за газодизельним циклом.

Метою кваліфікаційної роботи є підвищення паливно-енергетичної ефективності трактора Case IH з двигуном Cummins 6TAA 9.0-04L шляхом теоретичного обґрунтування параметрів його роботи в газодизельному режимі та визначення раціональної частки заміщення дизельного палива газом.

У кваліфікаційній роботі надано виробничо-економічну характеристику господарства, в умовах якого передбачено впровадження проєкту, та обґрунтовано доцільність використання трактора Case IH з двигуном Cummins 6TAA 9.0-04L у конкретних експлуатаційних умовах.

Проведено аналіз конструктивних особливостей трактора та двигуна, а також розглянуто технічні рішення щодо переведення двигуна на роботу в газодизельному режимі.

Виконано конструктивні та інженерні розрахунки параметрів роботи двигуна при використанні газодизельного циклу з визначенням його паливно-енергетичних показників.

Розроблено заходи з охорони праці та безпечної експлуатації техніки при використанні газового палива.

Здійснено економічне обґрунтування проєкту з оцінкою рівня зниження витрат на паливо та визначенням економічної ефективності впровадження запропонованих рішень.

Ключові слова: трактор Case IH, двигун Cummins 6TAA 9.0-04L, газодизельний цикл, газодизель, газове паливо

ЗМІСТ

ВСТУП	8
Розділ 1. ГОСПОДАРСЬКА ДІЯЛЬНІСТЬ ТОВ "КРУПА І К"	9
1.1. Загальна інформація про ТОВ "КРУПА І К"	9
1.2. Характеристика галузі рослинництва	11
1.3. Механізація технологічних процесів	13
1.4. Енергозабезпеченість ТОВ "КРУПА І К"	16
1.5. Економічні показники діяльності ТОВ "КРУПА І К"	18
1.6. Обґрунтування доцільності впровадження запропонованого рішення	19
1.7. Висновки	21
Розділ 2. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА	22
2.1. Технічна характеристика об'єкта модернізації	22
2.2. Основні способи підвищення ефективності трактора Case ІН з двигуном Cummins 6ТАА 9.0-04L	29
2.3. Обґрунтування вибору газодизельної технології як способу підвищення ефективності	31
2.4. Аналіз технічних рішень щодо переведення дизельних двигунів на газодизельний режим	34
2.5. Висновки	42
Розділ 3. КОНСТРУКТИВНО-РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА	43
3.1. Розробка конструктивної схеми системи живлення двигуна при роботі в газодизельному режимі	43
3.2. Розробка навчального макету дизеля Cummins 6ТАА 9.0-04L	47
3.3. Тепловий розрахунок двигуна у дизельному та газодизельному режимах	49
3.4. Розрахунок конструктивно-експлуатаційних показників газодизеля	60

3.5. Розрахунок на міцність елементів ДВЗ після проведеної конверсії	62
3.6. Розрахунок кількості газових балонів у змінній касеті	65
3.7. Висновки	67
Розділ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	68
4.1. Аналіз умов праці при експлуатації трактора Case IH	68
4.2. небезпечні та шкідливі виробничі фактори	69
4.3. Вимоги безпеки при встановленні та експлуатації ГБО	71
4.4. Заходи щодо захисту навколишнього середовища при використанні газового палива	74
4.5. Висновки	76
Розділ 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ПРОЕКТУ	77
5.1. Розрахунок витрат на впровадження газодизельної системи	77
5.2. Розрахунок річної економії пального	79
5.3. Визначення економічного ефекту та терміну окупності проекту	82
5.4. Висновки	84
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	85
ЛІТЕРАТУРА	87
ДОДАТКИ	90

ВСТУП

Актуальність теми. Сучасний стан агропромислового комплексу України вимагає від сільгоспвиробників постійного пошуку шляхів зниження собівартості продукції [1-3]. Однією з найбільших статей витрат при використанні потужної техніки, такої як трактори Case IH, є вартість дизельного палива. В умовах нестабільності цін на нафтопродукти та посилення екологічних стандартів, переведення дизельних двигунів на роботу за газодизельним циклом є одним із найбільш перспективних технічних рішень [4-5].

Двигун Cummins 6TAA 9.0-04L, що встановлюється на трактори Case IH, має значний запас міцності та високі експлуатаційні показники. Проте переведення його на суміш дизельного палива та природного газу (метану) дозволяє не лише скоротити грошові витрати на паливо до 20–40%, а й подовжити ресурс окремих вузлів паливної системи та зменшити викиди шкідливих речовин в атмосферу. Наукова та практична актуальність роботи полягає в необхідності точного обґрунтування режимів роботи саме цього типу двигуна в газодизельному режимі для збереження його потужних характеристик при максимальному заміщенні дорогого дизельного палива.

Метою роботи є підвищення паливно-енергетичної та економічної ефективності експлуатації трактора Case IH з двигуном Cummins 6TAA 9.0-04L шляхом його модернізації для роботи за газодизельним циклом, з визначенням оптимальних параметрів системи живлення та раціонального рівня заміщення дизельного палива газом. Для цього необхідно вирішити наступні *задачі*:

Розділ 1. ГОСПОДАРСЬКА ДІЯЛЬНІСТЬ ТОВ "КРУПА І К"

1.1. Загальна інформація про ТОВ "КРУПА І К"

Товариство з обмеженою відповідальністю (ТОВ) «Крупа І К» територіально розташоване у Дніпровському районі Дніпропетровської області [6]. Географічне положення господарства характеризується належністю до зони Північного Степу України, що визначає специфіку агротехнічних заходів та вибір парку техніки.

Основним напрямком діяльності підприємства є інтенсивне рослинництво. Структура посівних площ ТОВ «Крупа І К» оптимізована під кліматичні умови регіону та орієнтована на вирощування наступних культур:

- Зернові: озима пшениця, ярий ячмінь та кукурудза на зерно;
- Технічні (олійні): соняшник та ріпак.

Станом на 2025–2026 роки штатна чисельність працівників, які задіяні на постійній основі, становить 52 особи. У періоди пікових польових робіт (посівна та збиральна кампанії) господарство додатково залучає сезонних робітників.

Виробнича інфраструктура ТОВ «Крупа І К» є комплексною та включає такі підрозділи:

1. Машино-тракторна бригада (МТБ): забезпечує зберігання та експлуатацію парку сільськогосподарських машин, серед яких ключову роль відіграють енергонасичені трактори сімейства Case IH.

2. Ремонтна майстерня: оснащена необхідним обладнанням для проведення технічного обслуговування (ТО) та поточного ремонту вузлів і агрегатів ДВЗ.

3. Складське господарство та зерносховища: сучасний комплекс для первинної очистки, сушіння та тривалого зберігання вирощеної продукції.

Підприємство має розгалужену мережу внутрішньогосподарських доріг з твердим та ґрунтовим покриттям. Це дозволяє підтримувати високу

оперативність логістичних процесів між польовими масивами, током та центральною садибою. Зручне розташування щодо магістральних шляхів загального користування забезпечує ефективне постачання пально-мастильних матеріалів та відвантаження зерна на елеватори регіону.

Висока вартість дизельного палива та значна питома вага енергоємних операцій у собівартості продукції зумовлюють необхідність модернізації наявного парку техніки, зокрема переведення двигунів Cummins 6TAA 9.0-04L на роботу за економічно вигідним газодизельним циклом.

Територія землекористування ТОВ «Крупа І К» характеризується помірно-континентальним кліматом, який притаманний зоні Північного Степу України. Для даного регіону характерне тривале жарке літо з частими посухами та відносно коротка, малосніжна зима з періодичними відлигами.

Температурний режим. Середньорічна температура повітря в районі розташування господарства коливається в межах 10,5–11,2°C. Найбільш жарким періодом є липень та серпень, коли середньодобова температура перевищує 22–24°C, а максимальні значення можуть сягати 38–40°C. Такі умови створюють значне теплове навантаження на системи охолодження двигунів Cummins 6TAA 9.0-04L, особливо при роботі у газодизельному режимі, що вимагає ефективного тепловідведення.

Зимовий період. Стійке зниження середньодобової температури нижче 0°C зазвичай спостерігається у першій декаді грудня (орієнтовно з 8–12 грудня). Зима відзначається нестабільністю: морози часто змінюються відлигами, що призводить до руйнування снігового покриву. Глибина промерзання ґрунту в середньому становить 50–70 см, проте в безсніжні зими цей показник може бути більшим. Для експлуатації ГБО в цей період критично важливим є забезпечення стабільного підігріву газового редуктора від системи охолодження ДВЗ.

Опади та вологість. Річна кількість опадів становить близько 450–550 мм, причому розподіл вологи протягом року є нерівномірним:

- Близько 70–75% опадів припадає на теплий період (квітень–жовтень);
- На зимовий період припадає лише 25–30% опадів, переважно у вигляді мокрого снігу та дощу.

У період активної вегетації сільськогосподарських культур (травень–вересень) випадає приблизно 170–190 мм опадів, що за умов високої випаровуваності створює дефіцит вологи в ґрунті. Середня відносна вологість повітря становить близько 65–68%, знижуючись у літні місяці до критичних значень (менше 30% під час суховіїв).

Висновки для агроінженерії. Перевищення рівня випаровуваності над кількістю опадів зумовлює необхідність застосування вологозберігаючих технологій обробітку ґрунту (No-till, Strip-till або глибоке розпушування замість оранки). Це, своєю чергою, вимагає використання потужних тракторів, таких як Case IH, робота яких на енергоємних операціях супроводжується значними витратами палива. Впровадження газодизельного циклу в таких кліматичних умовах є обґрунтованим кроком для стабілізації економічних показників господарства незалежно від сезонних коливань цін на енергоносії.

1.2. Характеристика галузі рослинництва

Пріоритетним напрямком виробничої діяльності ТОВ «Крупа І К» є інтенсивне рослинництво, що базується на вирощуванні зернових та технічних культур. Спеціалізація господарства сформована під впливом кон'юнктури ринку та агрокліматичного потенціалу Північного Степу, де розташоване підприємство.

З огляду на посушливість регіону та необхідність збереження ґрунтової вологи, агрономічна служба ТОВ «Крупа І К» впроваджує науково обґрунтовану п'ятипільну сівозміну. Такий підхід дозволяє не лише підтримувати фітосанітарний стан полів (боротьба з бур'янами та шкідниками без надмірного

пестицидного навантаження), а й раціонально використовувати машинно-тракторний парк.

Типова структура чергування культур у господарстві має наступний вигляд:

1. *Чистий пар* (засіб накопичення вологи та підготовки площ під озимину);
2. *Пшениця озима* (основна продовольча культура);
3. *Ячмінь ярий* (фуражна група);
4. *Кукурудза на зерно* (високоенергоємна в обробітку культура);
5. *Соняшник* (головна комерційна технічна культура).

Стабільна продуктивність рослинництва безпосередньо залежить від своєчасності виконання енергоємних польових робіт. Використання тракторів Case IH на операціях з глибокого розпушування та посіву в межах даної сівозміни створює значне навантаження на бюджет господарства через високу вартість дизельного пального. Це підтверджує доцільність переведення техніки на газодизельний цикл, що дозволить знизити собівартість кожної тони вирощеної продукції за рахунок економії на енергоносіях.

Нижче наведено кількісні показники, що характеризують структуру посівних площ та динаміку врожайності основних культур.

Таблиця 1.1 – Структура посівних площ господарства

Культури	2023		2024		2025	
	Площа, га	Площа, %	Площа, га	Площа, %	Площа, га	Площа, %
Кукурудза	145	20,42	160	22,54	150	21,13
Ярий ячмінь	115	16,20	125	17,61	115	16,20
Сонях	138	19,44	135	19,01	155	21,83
Озима пшениця	172	24,23	140	19,72	170	23,94
Пар	140	19,72	140	19,72	110	15,49
Всього	710	100	700	100	700	100

Таблиця 1.2 – Врожайність культур в період 2022-2025 рр.

Вирощувані культури	Роки			
	2022	2023	2024	2025
Кукурудза, ц/га	85	92,4	68,5	88,2
Яровий ячмінь, ц/га	34	38,5	26,2	35,6
Сонях, ц/га	18,6	24,2	15,4	22,8
Озима пшениця, ц/га	43	52,8	36,4	49,5

Аналізуючи дані таблиці 1.2, можна відстежити певну нестабільність показників врожайності, що є характерним для зони ризикованого землеробства. Зокрема, у 2024 році спостерігається суттєве зниження продуктивності всіх основних культур: врожайність кукурудзи впала до 68,5 ц/га, а соняшнику – до 15,4 ц/га. Такий спад безпосередньо пов'язаний з екстремально посушливими погодними умовами та критичним дефіцитом опадів у період вегетації. Дана ситуація підтверджує необхідність прискорення реалізації проєктів зі зрошення посівних площ, що дозволить стабілізувати валовий збір продукції незалежно від кліматичних коливань.

1.3. Механізація технологічних процесів

Ефективність рослинництва в ТОВ «Крупа І К» безпосередньо залежить від рівня механізації виробничих процесів. Аналіз стану технічного оснащення свідчить про високу готовність господарства до виконання всього циклу польових робіт (табл. 1.3).

Таблиця 1.3 – Рівень механізації робіт в господарстві

Найменування робіт	Рівень механізації, %
Сівба культур	94
Збирання збіжжя	100
Завантажувальні роботи	80
Прополувальні роботи	85
Внесення добрив	94

Загальне керівництво та відповідальність за працездатність машинно-тракторного парку (МТП) покладено на головного інженера. Йому підпорядковується штат механіків, слюсарів та трактористів-машиністів, які забезпечують щозмінне обслуговування та експлуатацію техніки.

Система технічного сервісу в господарстві базується на планово-запобіжному принципі. Поточні ремонти та сезонне технічне обслуговування (ТО) виконуються силами власної ремонтної майстерні, яка має необхідний обмінний фонд запчастин. Для обслуговування складної закордонної техніки, зокрема тракторів Case IH, залучаються сертифіковані сервісні служби дилерів, що гарантує якість налаштувань паливної системи та електроніки.

Особлива увага приділяється зберіганню техніки в міжсезонний період. Після завершення польового циклу проводиться консервація: очищення та миття агрегатів, зниження тиску в шинах до встановлених норм, демонтаж та дефектовка привідних пасів та ланцюгів, нанесення захисних антикорозійних покриттів на робочі поверхні та ріжучі апарати.

Для забезпечення безперебійної роботи мобільних агрегатів на території МТП функціонує заправний пункт (АЗС), де здійснюється облік пально-мастильних матеріалів та заправка техніки перед виходом у поле.

Основою виробничої потужності господарства є сучасна система машин, структура якої наведена в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 – Система машин в господарстві

Назва машини	Кількість, шт.
Трактори:	
Case IH MX275	1
ЮМЗ-8040	4
МТЗ-80 / 82	2
Massey Ferguson-6170	1
Плуги:	
ПЛН-3-35	6
ПОН-5-40	1
Культиватори:	
КПС-4	6
КПС-8	1
Борони зубові:	
БЗСС-1,0	21
Борони дискові:	
БДН-3	4
Сівалки:	
GREAT PLAINS PD8070	1
Сівалка FLEXI –COIL ST 820-10M	1
VESTA 8 PROFİ	2
СЗ-3.6	2
Обприскувачі:	
Обприскувач причіпний ЕКО-2000-18	2
ОГН-800	4
Причепи:	
ПТС-4	8
Автомобілі:	
КАмаЗ 5320	2
MAN TGX 33.480	2
Комбайни:	
Case IH 2188	2

1.4. Енергозабезпеченість ТОВ "КРУПА І К"

Енергетичний потенціал господарства формується сукупністю тракторів і вантажних автомобілів, що забезпечують виконання польових та транспортних робіт. Для об'єктивної оцінки рівня енергозабезпеченості проведено перерахунок встановленої потужності силових установок у кіловатах.

Таблиця 1.5 – Склад мобільних енергетичних засобів господарства

Марка машини	Кіл., шт	Потужність одного, кВт	Сумарна потужність, кВт
Case IH MX275	1	202	202
ЮМЗ-8040	4	58,8	235,2
МТЗ-80/82	2	59,6	119,2
Massey Ferguson 6170	1	88,3	88,3
КАМАЗ 5320	2	154,5	309
MAN TGX 33.480	2	353	706
Разом	12	—	≈ 1660 кВт

Наявність трактора Case IH MX275 дозволяє виконувати найбільш енергоємні операції – глибоке розпушування, оранку, передпосівну підготовку ґрунту та широкозахватний посів. Трактори середнього класу забезпечують виконання транспортних робіт, культивації, сівби та догляду за посівами. Така структура енергетичних засобів створює умови для раціонального розподілу навантаження між машинами відповідно до їх тягових можливостей.

Сумарна встановлена потужність мобільних енергетичних засобів господарства становить приблизно 1660 кВт.

З урахуванням площі сільськогосподарських угідь 700 га визначимо показник енергозабезпеченості результати яких представимо в таблиці 1.6:

Таблиця 1.6 – Рівень енергозабезпеченості господарства

Показник	Значення
Загальна площа ріллі, га	700
Сумарна потужність, кВт	1660
Енергозабезпеченість, кВт/га	2,37

Отриманий показник 2,37 кВт/га свідчить про достатній рівень енергетичного забезпечення підприємства для умов степової зони. Водночас виконання енергоємних робіт потужними тракторами супроводжується значними витратами дизельного палива, що істотно впливає на собівартість продукції рослинництва. Значна частка споживання пального припадає на потужний трактор Case IH MX275, який виконує найбільш енергоємні технологічні операції.

Таким чином, енергозабезпеченість ТОВ «КРУПА І К» можна вважати достатньою для виконання запланованих обсягів робіт, однак подальше підвищення ефективності використання наявних енергетичних засобів доцільно здійснювати за рахунок зниження витрат пального, зокрема шляхом переведення потужних тракторів на роботу в газодизельному режимі.

1.5. Економічні показники діяльності ТОВ "КРУПА І К"

Фінансовий стан підприємства та ефективність його рослинницької галузі визначаються здатністю менеджменту впроваджувати ресурсоощадні технології та оптимізувати витрати. Аналіз основних показників діяльності ТОВ «Крупа І К» за останні роки свідчить про загальну тенденцію до зростання рентабельності, що досягається шляхом інтенсифікації виробництва та покращення захисту посівів від шкідливих об'єктів.

Одним із ключових індикаторів ефективності є динаміка прямих затрат праці на одиницю площі. Узагальнені економічні дані наведені в таблиці 1.7.

Таблиця 1.7 – Економічні показники господарської діяльності

Назва культури	Роки			
	2022	2023	2024	2025
Рівень рентабельності, %	38	43	34	43
Прямі затрати праці на 1 га посівів люд.-год:				
Пшениця	98	95	96	92
Ячмінь	144	140	142	136
Кукурудза	71	68	70	65
Соняшник	40	38	39	36

Як видно з наведених даних, спостерігається поступове зниження трудомісткості вирощування культур. Це є результатом системної роботи господарства у трьох основних напрямках:

1. Технічне переоснащення: Підвищення рівня механізації польових робіт, особливо на найбільш енергоємних етапах (підготовка ґрунту та сівба).

Використання потужних агрегатів, таких як Case IH, дозволяє виконувати операції швидше та меншою кількістю персоналу.

2. Технологічні інновації: Впровадження сучасних високоврожайних гібридів та вдосконалених систем захисту рослин, що мінімізує втрати врожаю та підвищує віддачу з кожного гектара.

3. Організаційні фактори: Використання науково обґрунтованих норм виробітку та систем матеріального стимулювання працівників, що підвищує продуктивність праці та якість виконання технологічних операцій.

Незважаючи на позитивну динаміку зниження трудомісткості, собівартість продукції залишається під значним тиском через високу вартість енергоносіїв.

1.6. Обґрунтування доцільності впровадження запропонованого рішення

Аналіз структури енергоспоживання в ТОВ «КРУПА І К» свідчить, що найбільші витрати припадають на дизельне паливо, яке використовується під час виконання енергоємних польових робіт. У сучасних умовах нестабільності цін на нафтопродукти зменшення залежності від дизельного пального є стратегічно важливим завданням для сільськогосподарських підприємств. Одним із напрямів підвищення паливної ефективності є переведення дизельних двигунів на роботу за газодизельним циклом.

Сутність газодизельного режиму полягає у використанні газу як основного енергетичного компонента паливної суміші з одночасним збереженням дизельного впорскування як запального джерела. Такий підхід дозволяє частково замінити дизельне паливо (до 40–70 % залежно від режиму навантаження) без кардинальної зміни конструкції двигуна. Серед основних переваг використання газу в дизельному циклі слід відзначити зниження питомих витрат рідкого палива, покращення повноти згоряння, зменшення димності відпрацьованих газів, зниження концентрації сажі та часткове скорочення викидів оксидів азоту. Крім того, газ має вищу детонаційну стійкість і рівномірніше змішується з повітрям, що сприяє стабільності робочого процесу.

Важливим аргументом на користь впровадження газодизельної технології є наявність власної ресурсної бази природного газу в Україні. Основні родовища зосереджені в Дніпровсько-Донецькій западині (Полтавська, Харківська області), Прикарпатському регіоні та Причорноморсько-Кримському басейні. Україна має значні розвідані запаси природного газу та розвинену систему його видобутку і транспортування. Це створює передумови для більшої енергетичної незалежності порівняно з імпортними нафтопродуктами.



Рисунок 1.1 – Карта нафтогазоносних басейнів України

З економічної точки зору природний газ і скраплений газ традиційно мають нижчу вартість у перерахунку на одиницю теплотворної здатності порівняно з дизельним паливом. Навіть з урахуванням витрат на встановлення газобалонного обладнання різниця у вартості енергоносіїв забезпечує поступове повернення вкладених коштів. Для сільськогосподарського підприємства з великим річним обсягом польових робіт це означає відчутне зниження собівартості продукції.

Отже, з урахуванням технічних переваг газодизельного циклу, наявності власної газової сировинної бази в Україні та економічної доцільності заміщення

частини дизельного палива газом, впровадження запропонованого рішення для двигуна Cummins 6TAA 9.0-04L є обґрунтованим і перспективним напрямом підвищення ефективності роботи тракторів у господарстві.

1.7. Висновки

1. У результаті аналізу господарської діяльності ТОВ «КРУПА І К» встановлено, що підприємство має чітко сформовану структуру рослинництва з п'ятипільною сівозміною та достатній рівень технічного забезпечення для виконання основних технологічних операцій. Рівень механізації виробничих процесів є високим, а наявний машинно-тракторний парк дозволяє виконувати повний цикл польових робіт у встановлені агротехнічні строки.

2. Проведена оцінка енергозабезпеченості показала, що господарство має значний енергетичний потенціал, зосереджений переважно у високопотужній техніці, яка використовується для виконання найбільш енергоємних операцій. Водночас витрати на дизельне паливо формують вагомую частку експлуатаційних витрат і безпосередньо впливають на собівартість продукції рослинництва.

3. З огляду на наявність власної ресурсної бази природного газу в Україні, нижчу вартість газового палива порівняно з нафтопродуктами та технічну можливість часткового заміщення дизельного палива без істотного втручання в конструкцію двигуна, переведення трактора Case IH з двигуном Cummins 6TAA 9.0-04L на газодизельний режим є обґрунтованим напрямом підвищення ефективності використання паливно-енергетичних ресурсів у господарстві.

4. Отримані результати аналізу підтверджують доцільність подальшої розробки конструктивного рішення та виконання техніко-економічного обґрунтування впровадження газодизельної системи живлення.

Розділ 2. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

2.1. Технічна характеристика об'єкта модернізації

Об'єктом технічної модернізації в умовах ТОВ «Крупа І К» є енергонасичений колісний трактор Case IH серії Magnum (модель MX275), оснащений дизельним двигуном Cummins 6TAA 9.0-04L та автоматизованою трансмісією типу Full Powershift з перемиканням передач під навантаженням. Вибір саме цієї машини зумовлений її визначальною роллю у виробничому процесі господарства. Трактор використовується для виконання найбільш енергоємних польових операцій, зокрема глибокої оранки на глибину до 30–35 см, дискового обробітку ґрунту важкими агрегатами, передпосівної культивзації та роботи з широкозахватними посівними комплексами шириною 8–12 м.

Case IH Magnum MX275 (рис. 2.1) належить до важкого тягового класу та має колісну формулу 4×4 (4K4) [7], що забезпечує рівномірний розподіл тягового зусилля між передньою і задньою осями. Експлуатаційна маса трактора становить близько 11 500–12 000 кг, а при використанні баластування може перевищувати 14 000 кг. Максимальне тягове зусилля досягає 120–130 кН, що дозволяє агрегатувати його з ґрунтообробними знаряддями великої ширини захвату. Колісна база становить приблизно 3,0 м, що позитивно впливає на курсову стійкість під час роботи під навантаженням.

Силова установка трактора – шестициліндровий рядний дизельний двигун Cummins 6TAA 9.0-04L з турбонаддувом та проміжним охолодженням наддувного повітря (intercooler). Робочий об'єм двигуна становить 8,9 л, номінальна потужність – близько 202 кВт (275 к.с.) при частоті обертання 2000 об/хв. Максимальний крутний момент перевищує 1100 Н·м і досягається в діапазоні 1400–1500 об/хв, що забезпечує високу еластичність двигуна та стабільність роботи при змінному навантаженні. Ступінь стиску становить близько 16,5–17,0, що характерно для високоефективних дизельних двигунів із турбонаддувом.



Рисунок 2.1 – Загальний вигляд трактора Case IH MX275

Паливна система двигуна забезпечує точне дозування дизельного палива та його впорскування під високим тиском безпосередньо в камеру згоряння. Це є важливою передумовою для можливості інтеграції газової апаратури та реалізації газодизельного режиму без суттєвих конструктивних змін основних вузлів двигуна.

Трансмісія трактора типу Full Powershift має 18–19 передач уперед і 4–6 передач назад (залежно від комплектації), що дозволяє підтримувати оптимальний швидкісний режим у діапазоні від 2 до 40 км/год. Наявність автоматичного перемикавання під навантаженням забезпечує безперервність потоку потужності та зменшує втрати тягової сили під час роботи в полі.

Остов машини виконаний у вигляді жорсткої рами, розрахованої на значні статичні та динамічні навантаження від навісних та причіпних знарядь. Гідравлічна система – роздільно-агрегатна з продуктивністю насоса до 180–200 л/хв і робочим тиском близько 200 бар, що забезпечує ефективну роботу широкозахватних агрегатів та гідрофікованих машин.

Кабіна оператора виконана за концепцією SurroundView та відповідає сучасним вимогам ергономіки і безпеки. Вона оснащена системою клімат-контролю, фільтрацією повітря, амортизованим сидінням та панорамним заскленням. Рівень шуму в кабіні знижений до 72–74 дБ, що дозволяє оператору працювати протягом 10–12 годин без значного зниження працездатності. Основні параметри конструктивно-експлуатаційні показники трактора наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Конструктивно- експлуатаційні показники трактора Case IH
MX275

Показник	Значення
1	2
Тип машини	Колісний енергонасичений трактор
Колісна формула	4×4
Номінальна потужність двигуна, кВт	202
Номінальна частота обертання, об/хв	2000
Максимальний крутний момент, Н·м	1100–1150
Робочий об'єм двигуна, л	8,9
Кількість циліндрів	6 (рядне розташування)
Тип наддуву	Турбонаддув з проміжним охолодженням
Тип трансмісії	Повністю автоматизована Full Powershift
Кількість передач уперед / назад	18 / 4
Максимальна транспортна швидкість, км/год	40

Продовження табл. 2.1

1	2
Експлуатаційна маса, кг	11 500–12 000
Допустима повна маса, кг	до 16 000
Колісна база, мм	3000
Дорожній просвіт, мм	≈ 450
Ємність паливного бака, л	600–650
Продуктивність гідросистеми, л/хв	до 200
Робочий тиск гідросистеми, МПа	20
Максимальна вантажопідйомність задньої навіски, кг	8 000–9 000
Питома витрата палива, г/кВт·год	210–225

З конструктивної точки зору двигун Cummins 6TAA 9.0-04L має достатній запас міцності деталей кривошипно-шатунного механізму, ефективну систему охолодження та турбонаддув, що створює передумови для його експлуатації в альтернативних паливних режимах. Високий рівень енергонасиченості та значна частка витрат на паливо під час роботи роблять трактор Case IH Magnum технічно та економічно обґрунтованим об'єктом для впровадження газодизельної системи живлення.

Об'єктом безпосередньої модернізації в даній роботі є дизельний двигун Cummins 6TAA 9.0-04L, встановлений на тракторі Case IH Magnum. Даний силовий агрегат належить до високонавантажених дизельних двигунів

середнього літражу, що експлуатуються в умовах тривалих змінних навантажень під час виконання енергоємних сільськогосподарських робіт.

Двигун є шестициліндровим, рядного розташування, чотиритактним дизелем з турбонаддувом та проміжним охолодженням наддувного повітря (рис. 2.2) [8]. Робочий об'єм становить 8,9–9,0 л. Номінальна потужність залежно від налаштування становить 228–250 кВт (310–340 к.с.) при частоті обертання 2100–2200 хв⁻¹. Максимальний крутний момент досягає 1450–1600 Н·м у діапазоні середніх обертів, що забезпечує високий запас тягової здатності та стійку роботу під навантаженням.

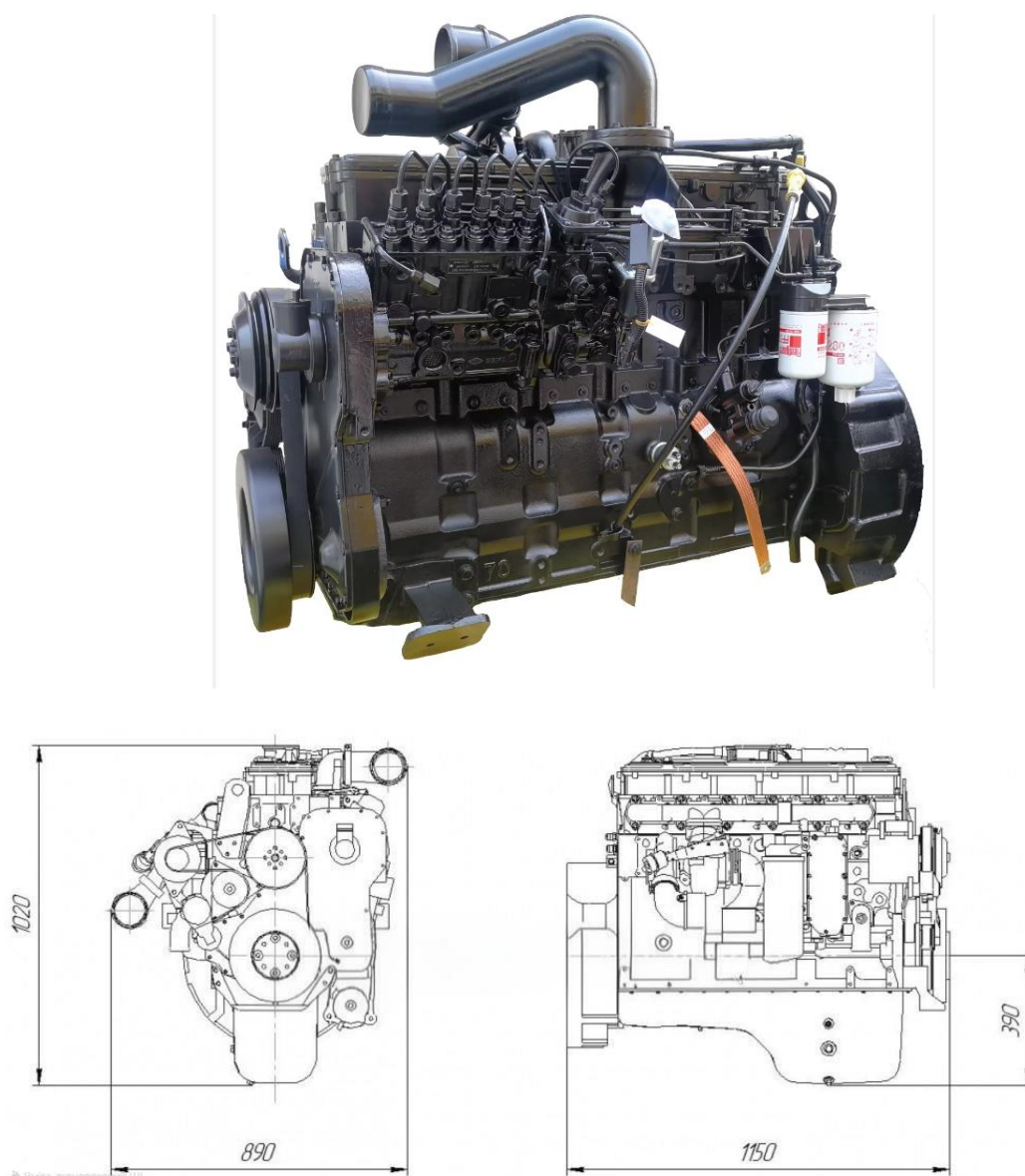


Рисунок 2.2 – Дизельний двигун Cummins 6TAA 9.0-04L

Конструктивно двигун має камеру згоряння, сформовану в днищі поршня, що забезпечує інтенсивне завихрення повітряного потоку та ефективне сумішоутворення. Діаметр циліндра становить 114 мм, хід поршня – 145 мм. Ступінь стиску близько 16,5 створює оптимальні умови для самозаймання палива та стабільного перебігу робочого процесу.

Система наддуву з турбокомпресором і проміжним охолодженням повітря підвищує коефіцієнт наповнення циліндрів і дозволяє отримувати високі значення літрової потужності без суттєвого збільшення питомої витрати палива. Питома ефективна витрата дизельного пального в номінальному режимі становить 195–205 г/кВт·год, що відповідає показникам сучасних енергонасичених двигунів аграрної техніки.

Охолодження двигуна – рідинне, примусове, з розвиненою системою відведення тепла, що дозволяє підтримувати стабільний тепловий режим при тривалій роботі під навантаженням. Конструкція кривошипно-шатунного механізму розрахована на значні механічні та теплові навантаження, що свідчить про наявність запасу міцності та потенціалу для подальшого вдосконалення.

Паливна система двигуна Cummins 6TAA 9.0-04L належить до систем безпосереднього впорскування палива. Залежно від року випуску та комплектації двигун може оснащуватися рядним або розподільним паливним насосом високого тиску (ПНВТ) механічного типу з регулятором частоти обертання, а в більш пізніх версіях – електронно-керованою системою подачі палива.

ПНВТ забезпечує формування високого тиску впорскування та точне дозування циклової подачі палива. Робочий тиск у паливопроводах високого тиску для даного двигуна становить орієнтовно 60–100 МПа (600–1000 бар) залежно від режиму роботи. Такий рівень тиску забезпечує якісне розпилення дизельного палива та формування дрібнодисперсного факела в камері згоряння.

Форсунки – багатодірчастого типу, із закритим розпилювачем. Тиск початку впорскування знаходиться в межах 22–28 МПа. Від точності регулювання ПНВТ та синхронізації моменту впорскування залежить економічність двигуна, рівень димності та теплове навантаження на деталі циліндро-поршневої групи.

Паливна система включає: паливний бак місткістю 600–650 л,

- фільтр грубого очищення, фільтр тонкого очищення,
- підкачувальний насос, ПНВТ,
- паливопроводи високого тиску, форсунки.

Регулювання подачі палива здійснюється залежно від навантаження та частоти обертання колінчастого вала. Наявність турбонаддуву з проміжним охолодженням повітря підвищує коефіцієнт наповнення циліндрів, що дозволяє реалізувати повне згоряння палива навіть при значних циклових подачах.

Важливою особливістю даної системи є достатній запас по тиску впорскування та міцності елементів паливної апаратури, що створює передумови для її адаптації при подальшій модернізації без заміни базових вузлів. Основні показники характерні для дизеля Cummins 6TAA 9.0-04L наведено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.3 – Технічна характеристика двигуна Cummins 6TAA 9.0-04L

Параметр	Значення
Тип двигуна	Дизельний, 4-тактний, з турбонаддувом
Кількість і розташування циліндрів	6, рядне
Робочий об'єм, л	8,9–9,0
Діаметр циліндра × хід поршня, мм	114 × 145
Номінальна потужність, кВт (к.с.)	228–250 (310–340)
Максимальний крутний момент, Н·м	1450–1600
Ступінь стиску	≈ 16,5
Номінальна частота обертання, хв ⁻¹	2100–2200
Питома витрата палива (дизель), г/кВт·год	195–205
Тип наддуву	Турбонаддув + intercooler
Система охолодження	Рідинна, примусова

З урахуванням високої встановленої потужності, значного річного напрацювання та вагової частки витрат на паливо в структурі експлуатаційних витрат, двигун Cummins 6TAA 9.0-04L є доцільним об'єктом модернізації, спрямованої на підвищення його економічності та енергетичної ефективності.

2.2. Основні способи підвищення ефективності трактора Case IH з двигуном Cummins 6TAA 9.0-04L

Експлуатація енергонасиченого трактора Case IH Magnum у виробничих умовах аграрного підприємства супроводжується значними витратами паливно-енергетичних ресурсів. Під час виконання найбільш енергоємних операцій – глибокої оранки на значну глибину, інтенсивного дискового обробітку ґрунту, передпосівної культивуації та роботи з широкозахватними посівними комплексами – двигун функціонує в режимах тривалого навантаження, близьких до номінальних. У таких умовах фактична витрата дизельного палива може досягати 45–60 л/год залежно від агрофону та тягового опору ґрунту. Це зумовлює високу частку витрат на паливо у структурі собівартості продукції рослинництва.

В умовах економічної нестабільності, зростання вартості нафтопродуктів та обмеженого доступу до імпорتنих енергоносіїв проблема зниження паливних витрат набуває стратегічного значення. Залежність господарства від палива нафтового походження підвищує фінансові ризики та негативно впливає на рівень енергетичної безпеки підприємства. У зв'язку з цим виникає необхідність пошуку технічних та організаційних рішень, спрямованих на підвищення ефективності використання енергетичного потенціалу трактора та зменшення питомих витрат палива на одиницю виконаної роботи. Основні способи підвищення ефективності експлуатації енергонасичених тракторів графічно представлено на рисунку 2.3. Для обрання найбільш перспективного способу для наших умов експлуатації трактора Case IH MX275 виконаємо аналіз кожного з них.

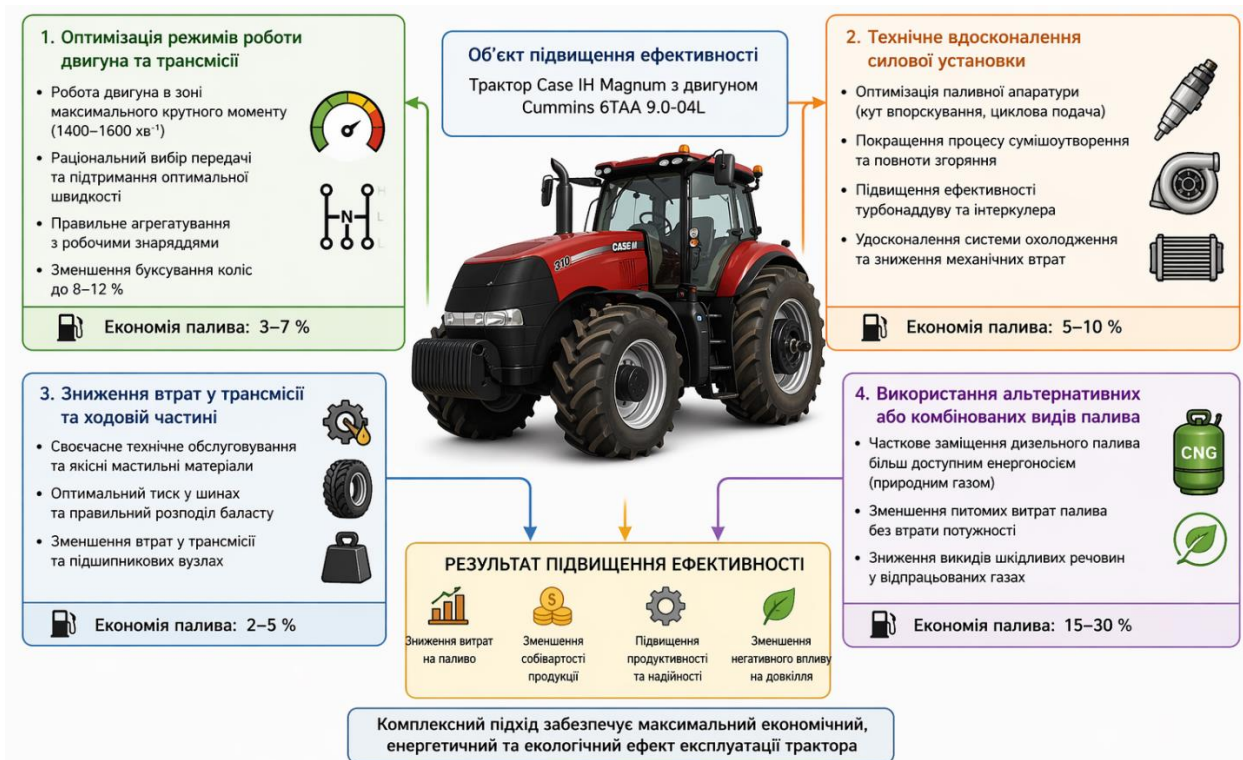


Рисунок 2.3 – Основні способи підвищення ефективності експлуатації трактора Case IH MX275

Перший напрям підвищення ефективності пов'язаний з оптимізацією режимів роботи двигуна і трансмісії. Рациональний вибір передач, підтримання роботи двигуна в зоні максимального крутного моменту (1400–1600 хв⁻¹) та мінімальної питомої витрати палива дозволяють зменшити перевитрати дизельного пального без внесення змін у конструкцію машини. Важливим фактором є також правильне агрегування трактора з робочими знаряддями, що забезпечує оптимальний коефіцієнт завантаження двигуна та мінімізує буксування. Зменшення буксування навіть на 2–3 % дозволяє скоротити втрати потужності та знизити витрати пального на 3–5 %.

Другий напрям передбачає технічне вдосконалення силової установки. До таких заходів належать регулювання та оптимізація роботи паливної апаратури, коригування моменту впорскування палива, покращення параметрів турбонаддуву, підвищення ефективності системи охолодження та зменшення механічних втрат у двигуні. Покращення процесу сумішоутворення та повноти згоряння дозволяє підвищити індикаторний ККД двигуна та зменшити питому

витрату палива. Однак можливості цього напрямку обмежені конструктивними особливостями серійного двигуна.

Третій напрям полягає у зниженні втрат у трансмісії та ходовій частині. Використання сучасних мастильних матеріалів, своєчасне технічне обслуговування, оптимальний тиск у шинах і правильний розподіл баласту дозволяють підвищити тяговий ККД трактора. Відомо, що сумарні втрати в трансмісії можуть становити 10–15 % від потужності двигуна, тому навіть часткове їх зменшення позитивно впливає на економічність.

Найбільш перспективним напрямом підвищення ефективності є використання альтернативних або комбінованих видів палива. Застосування природного газу у поєднанні з дизельним паливом дозволяє частково замінити дорогий нафтовий ресурс більш доступним енергоносієм. Для двигуна Cummins 6TAA 9.0-04L це відкриває можливість суттєвого зниження експлуатаційних витрат при збереженні необхідних тягових і потужнісних характеристик. Крім економічного ефекту, використання альтернативного палива сприяє зменшенню димності та покращенню екологічних показників.

Порівняльний аналіз наведених напрямів свідчить, що організаційні та регулювальні заходи дозволяють досягти відносно невеликого ефекту, тоді як зміна паливної стратегії має потенціал забезпечити суттєве зниження витрат на енергоносії. Саме тому подальші дослідження доцільно спрямувати на вибір та обґрунтування оптимального способу модернізації двигуна, який забезпечить максимальний економічний і енергетичний результат при мінімальному втручанні в його базову конструкцію.

2.3. Обґрунтування вибору газодизельної технології як способу підвищення ефективності

Проведений у попередньому підрозділі аналіз можливих напрямів підвищення ефективності трактора Case IH Magnum з двигуном Cummins 6TAA 9.0-04L показав, що організаційні та регулювальні заходи здатні забезпечити

лише часткове зниження витрат палива. Оптимізація режимів роботи двигуна, раціональний вибір передач, зменшення буксування та технічне вдосконалення окремих систем дозволяють досягти економії в межах 5–10 %. Проте в умовах суттєвого зростання цін на дизельне паливо такі заходи не забезпечують стратегічного зниження експлуатаційних витрат [9-11].

Основною складовою собівартості виконання енергоємних польових робіт є витрати на паливо. Для трактора потужністю 230–250 кВт середня погодинна витрата дизельного палива під навантаженням становить 45–60 л/год. За умови тривалої роботи (800–1200 мотогодин на рік) річне споживання пального може перевищувати 40–50 тис. літрів. Таким чином, навіть незначне зниження питомої витрати палива або часткова заміна його більш доступним енергоносієм дає суттєвий економічний ефект.

У цьому контексті одним із найбільш перспективних напрямів є використання альтернативних палив, зокрема природного газу. Природний газ (метан) характеризується високою теплотою згоряння, стабільністю хімічного складу та відносно низькою вартістю в перерахунку на одиницю енергії. Нижча теплота згоряння дизельного палива становить приблизно 42–43 МДж/кг, тоді як для метану цей показник сягає 48–50 МДж/кг. У перерахунку на масу газ має вищу енергетичну цінність, хоча з урахуванням густини його енергетична щільність на одиницю об'єму є нижчою, що компенсується використанням стисненого газу.

Газодизельна технологія базується на принципі одночасного використання двох палив: основна частина теплової енергії отримується від згоряння газоповітряної суміші, а невелика «запальна» порція дизельного палива забезпечує ініціювання процесу самозаймання. Такий підхід дозволяє зберегти характерний для дизеля високий коефіцієнт корисної дії, не потребуючи кардинальної зміни базової конструкції двигуна.

Важливою перевагою газодизельного режиму є можливість збереження ступеня стиску та геометрії камери згоряння без змін. Двигун Cummins 6TAA 9.0-04L має ступінь стиску близько 16,5, що створює сприятливі умови для

запалювання дизельної дози та подальшого поширення фронту полум'я у газоповітряній суміші. Завдяки турбонаддуву забезпечується достатня кількість повітря для повного згоряння метану, що мінімізує втрати та сприяє підвищенню теплової ефективності.

Потенційний коефіцієнт заміщення дизельного палива природним газом у двигунах даного класу може становити 50–70 % за енергетичним еквівалентом. Це означає, що більше половини теплової енергії, необхідної для роботи двигуна, може отримуватися з альтернативного джерела. За умови різниці у вартості між дизельним паливом і природним газом економія експлуатаційних витрат може досягати 25–40 % залежно від режимів роботи та цінової кон'юнктури.

Окрім економічної складової, газодизельний режим має екологічні переваги. Метан характеризується більш «чистим» згорянням у порівнянні з дизельним паливом. Відбувається суттєве зниження димності, зменшується вміст сажі у відпрацьованих газах, а також зменшується концентрація оксидів сірки. За оптимального регулювання можливе зниження концентрації оксидів азоту за рахунок зменшення пікових температур згоряння. Для аграрного підприємства це має значення як з точки зору дотримання екологічних вимог, так і з позиції покращення умов праці оператора.

З енергетичної точки зору використання газу дозволяє підвищити коефіцієнт використання теплоти палива. У дизельному двигуні частина теплової енергії втрачається через неповне згоряння та локальні зони переобогачення суміші. У разі рівномірного розподілу газоповітряної суміші в об'ємі циліндра забезпечується більш повне використання кисню повітря, що сприяє підвищенню індикаторного ККД.

Суттєвою перевагою газодизельної технології є можливість роботи двигуна у двох режимах – традиційному дизельному та комбінованому. Це забезпечує гнучкість експлуатації та дозволяє використовувати трактор навіть у разі відсутності газового палива. Така універсальність особливо важлива для господарств, що працюють у змінних умовах забезпечення енергоносіями.

З технічної точки зору двигун Cummins 6TAA 9.0-04L має достатній запас міцності кривошипно-шатунного механізму, ефективну систему охолодження та надійну паливну апаратуру, що створює передумови для інтеграції газової системи без зниження ресурсу основних вузлів. Рівномірніший характер згоряння газоповітряної суміші сприяє зменшенню ударних навантажень і може позитивно впливати на довговічність деталей циліндро-поршневої групи.

Порівняльний аналіз альтернатив показує, що повний перехід на газ із радикальною зміною конструкції двигуна потребував би значних конструктивних змін – зниження ступеня стиску, зміни системи запалювання та перебудови системи живлення. Такий підхід економічно недоцільний для серійного трактора. Натомість газодизельна схема дозволяє використати існуючий дизель як базу та реалізувати модернізацію з мінімальним втручанням у конструкцію.

Таким чином, з урахуванням економічних, енергетичних, екологічних та конструктивних факторів, газодизельна технологія є найбільш обґрунтованим способом підвищення ефективності трактора Case IH з двигуном Cummins 6TAA 9.0-04L. Вона забезпечує зниження витрат на паливо, підвищення енергетичної незалежності господарства, покращення екологічних показників та збереження надійності базової конструкції двигуна.

Отримані висновки створюють підстави для переходу до наступного етапу роботи – розробки та обґрунтування конструктивної схеми системи живлення двигуна в газодизельному режимі з визначенням її основних параметрів.

2.4. Аналіз технічних рішень щодо переведення дизельних двигунів на газодизельний режим

Практична реалізація газодизельного режиму роботи двигуна передбачає інтеграцію додаткової системи подачі газоподібного палива при збереженні штатної дизельної паливної апаратури. Вибір конкретного технічного рішення

визначається вимогами до стабільності роботи двигуна, точності регулювання потужності, рівня безпеки та економічної доцільності модернізації [12-17].

Аналіз існуючих розробок дозволяє виділити три основні підходи до регулювання потужності газодизеля:

- електронне керування подачею газу;
- механічно-синхронізоване регулювання;
- комбіноване пневмо-електронне регулювання.

Актуальним сучасним рішенням є електронна система керування польської компанії AG Centrum (серія Zenit Diesel). Принципова схема такої системи наведена на рисунку 2.4.

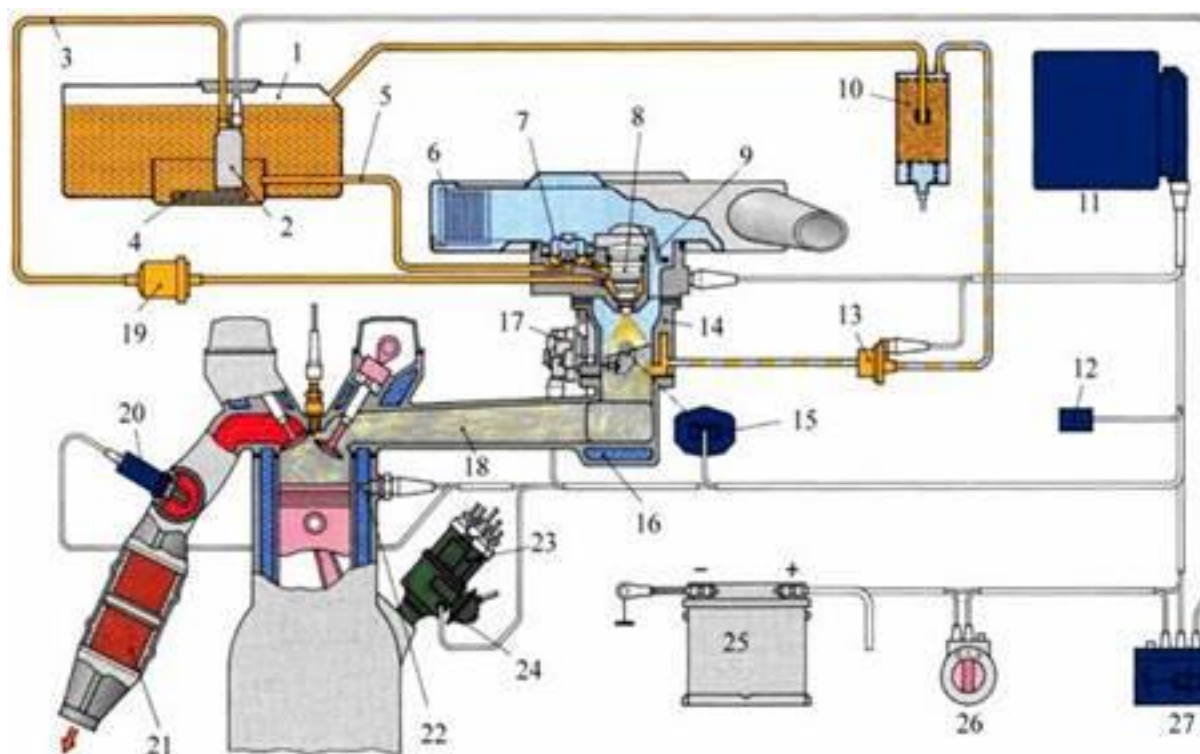


Рисунок 2.4 – Схема двопаливної системи живлення з електронним керуванням Zenit

У цій системі газ впорскується у впускний колектор після турбонаддуву, що забезпечує його рівномірний розподіл разом із повітряним потоком. Газ

подається через електронно керовані форсунки, а електронний блок управління (ECU) здійснює корекцію подачі на основі сигналів від:

- датчика тиску наддуву,
- датчика температури повітря,
- датчика положення педалі акселератора,
- сигналів з електронного блока керування двигуна Cummins.

Особливістю цієї системи є використання коротких газових магістралей, що зменшує інерційність подачі газу та дозволяє швидко коригувати склад суміші при зміні навантаження. Це особливо важливо для тракторів, які працюють у змінних тягових режимах під час польових операцій.

Регулювання потужності відбувається за алгоритмом пропорційного заміщення дизельного палива газом. При збільшенні навантаження ECU збільшує подачу газу та одночасно зменшує циклову подачу дизеля до рівня, достатнього для стабільного займання.

Переваги системи:

- висока точність дозування;
- автоматична адаптація до режимів роботи;
- можливість повернення до чисто дизельного режиму;
- контроль температури згоряння.

Недоліком є залежність від електроніки та вища вартість обладнання.

Особливістю даної системи є використання коротких магістралей, що дозволяє миттєво корегувати сумішоутворення при зміні обертів двигуна під час маневрування трактора. Електронний блок Zenit обмінюється даними з рідним ЕБК двигуна Cummins, відстежуючи тиск наддуву, температуру газів та навантаження через датчик положення педалі. Крім того, наявність режиму «круїз-контролю» полегшує роботу механізатора при виконанні стабільних польових робіт.

Науковий інтерес викликають також розробки фахівців Дніпровського державного аграрно-економічного університету, зокрема технічне рішення, захищене патентом № 46365 [17], схема якого наведена на рисунку 2.4. У

запропонованій конструкції реалізовано оригінальний підхід до регулювання потужності газодизельного двигуна шляхом поєднання традиційного механічного регулятора дизельного паливного насоса із системою дозування газового палива. Такий підхід орієнтований на забезпечення стабільної роботи двигуна в умовах переобладнання серійних дизелів без глибокого втручання в їх базову конструкцію.

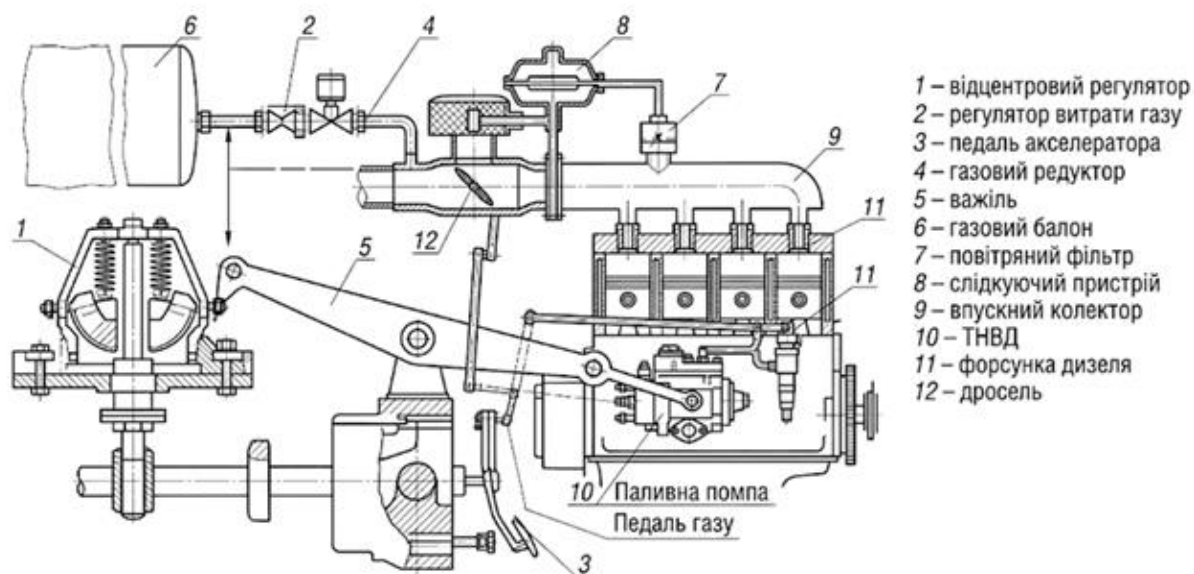


Рисунок 2.5 – Схема регулювання потужності газодизеля (патент № 46365)

У даному технічному рішенні реалізовано синхронне механічне регулювання подачі дизельного палива та газу через жорсткий кінематичний зв'язок із всережимним відцентровим регулятором паливного насоса високого тиску (ПНВТ). Основна ідея полягає в тому, що зміна навантаження на двигун, яка традиційно відслідковується регулятором ПНВТ, одночасно використовується як керуючий вплив для зміни витрати газового палива. Таким чином, система не потребує окремого електронного блоку керування чи складних сенсорних елементів, що значно спрощує її впровадження.

До ключових елементів системи належать: відцентровий всережимний регулятор, регулятор витрати газу, важільна система синхронізації, газовий редуктор, дросельний вузол.

Відцентровий регулятор виконує традиційну функцію стабілізації частоти обертання колінчастого вала шляхом зміни положення рейки ПНВТ. Через важільну систему це переміщення передається на регулятор витрати газу, який, у свою чергу, змінює ступінь відкриття газового каналу. Газовий редуктор забезпечує зниження тиску газу до робочого рівня та підтримує його стабільність у межах допустимого діапазону. Дросельний елемент виконує функцію точного дозування потоку газу відповідно до механічного сигналу, що надходить від регулятора.

Принцип роботи системи базується на пропорційній залежності між положенням рейки ПНВТ і витратою газового палива. При збільшенні навантаження двигуна відцентровий регулятор зміщує рейку у напрямку збільшення подачі дизеля. Одночасно через систему тяг і важелів відкривається регулятор газу, що призводить до зростання подачі газового палива. При зменшенні навантаження процес відбувається у зворотному напрямку. Таким чином забезпечується механічна координація подачі двох видів палива без застосування електронних засобів керування.

Важливою особливістю цієї схеми є те, що дизельне паливо зберігає функцію запального компонента, а газ виконує роль основного енергетичного носія. Співвідношення між ними визначається геометрією важільної системи та налаштуваннями регулятора, що дозволяє досягати відносно стабільної частки заміщення дизеля газом у широкому діапазоні навантажень.

До основних переваг запропонованого технічного рішення слід віднести простоту конструкції та мінімальну кількість додаткових вузлів. Відсутність електроніки забезпечує автономність системи та її незалежність від джерел електроживлення, що є особливо актуальним для тракторів та іншої сільськогосподарської техніки, яка працює у віддалених польових умовах. Крім того, механічні системи традиційно характеризуються високою ремонтпридатністю та надійністю, що знижує експлуатаційні витрати.

Разом з тим, така схема має певні обмеження. Жорсткий механічний зв'язок між подачею дизеля та газу не дозволяє гнучко адаптувати склад

паливної суміші до швидкоплинних режимів роботи двигуна, зокрема при різких змінах навантаження або перехідних процесах. Можливі коливання коефіцієнта заміщення дизельного палива газом можуть впливати на стабільність згоряння та екологічні показники. Крім того, точність регулювання визначається переважно механічними характеристиками елементів системи, що обмежує потенціал оптимізації процесу сумішоутворення.

Загалом розглянута схема є прикладом раціонального інженерного компромісу між складністю та функціональністю. Вона демонструє можливість ефективного переведення серійних дизельних двигунів на газодизельний режим із збереженням їх базової конструкції. Незважаючи на певні недоліки, таке рішення становить вагомий науково-практичний інтерес, особливо в умовах аграрного виробництва, де першочерговими є надійність, економічність та простота експлуатації технічних засобів.

Подальшим етапом розвитку систем регулювання газодизельного двигуна стала удосконалена пневмо-електромеханічна схема, захищена патентом № 87768 [16] і наведена на рисунку 2.6. У даному технічному рішенні поєднано механічні, пневматичні та електромагнітні елементи керування, що дозволило істотно розширити функціональні можливості системи та підвищити точність дозування газового палива.

На відміну від попередньої конструкції, де використовувався жорсткий механічний зв'язок між рейкою ПНВТ і регулятором витрати газу, у цій схемі реалізовано більш складний алгоритм регулювання. Система працює із залученням таких основних елементів: пневмокоректора, електромагнітного клапана подачі газу, підсилювача витрати газу та датчика розрідження у впускному колекторі. Саме інтеграція цих компонентів забезпечує перехід від суто механічної синхронізації до адаптивного регулювання з урахуванням фактичних параметрів роботи двигуна.

Головною відмінністю є усунення прямого жорсткого кінематичного зв'язку між регулятором подачі газу та рейкою паливного насоса високого тиску. Регулювання витрати газу здійснюється з урахуванням величини розрідження у

впускному колекторі, яке є інформативним показником реального навантаження двигуна. При зростанні навантаження зменшується розрідження, що сприймається датчиком і передається у пневматичну частину системи. Внаслідок цього змінюється положення діафрагм та золотників, що керують подачею газу через підсилювач витрати.

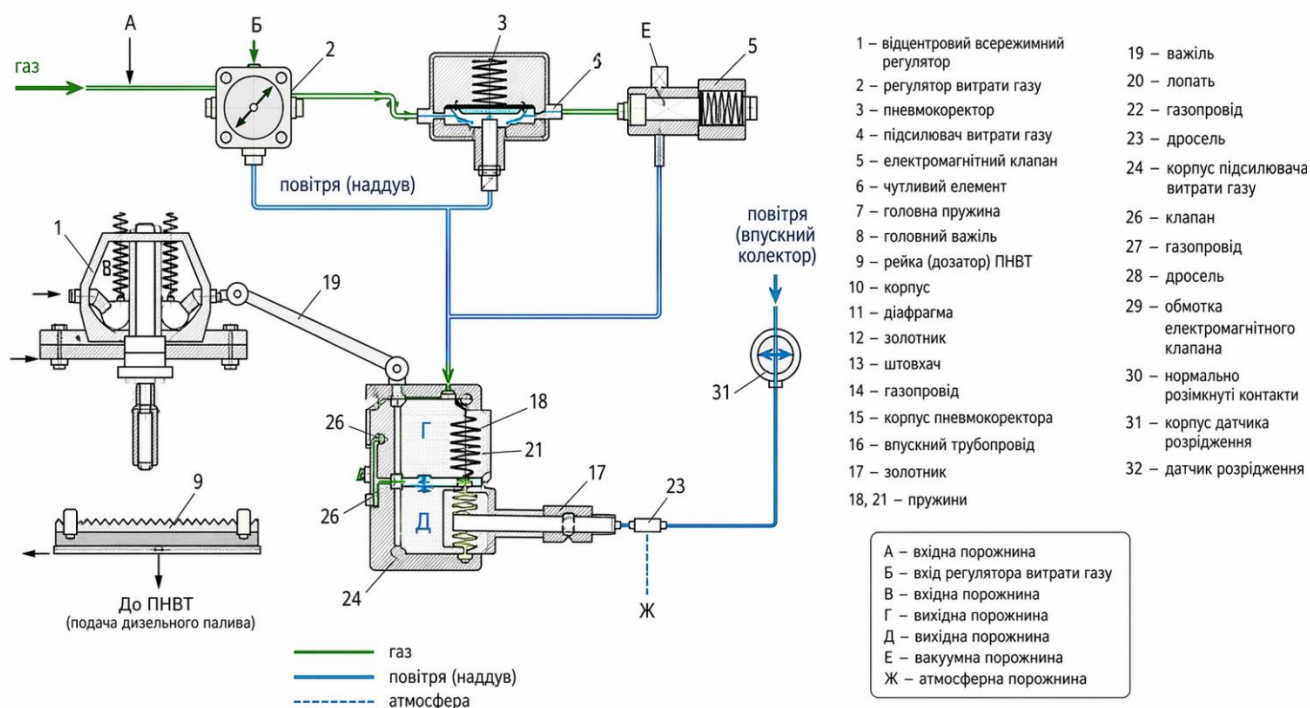


Рисунок 2.6 - Схема регулювання потужності газодизеля (патент № 87768)

Пневмокоректор виконує функцію адаптації подачі газового палива до змін тиску наддуву або атмосферних умов. Це особливо важливо для двигунів із турбонаддувом, де тиск у впускному тракті може суттєво змінюватися залежно від режиму роботи. Завдяки пневматичній компенсації забезпечується більш стабільне співвідношення між дизельною та газовою складовими паливної суміші, що позитивно впливає на процес згоряння.

Підсилювач витрати газу забезпечує збільшення пропускної здатності газового каналу при відповідному керуючому сигналі. Це дозволяє системі швидше реагувати на зміни режиму роботи двигуна та уникати запізнення у формуванні необхідної паливної суміші. Таким чином досягається більш плавний перехід між навантаженнями та зменшуються коливання частоти обертання.

Електромагнітний клапан виконує важливу функцію безпеки. У разі аварійної ситуації, втрати сигналу або відхилення параметрів від допустимих меж він може миттєво перекрити подачу газу. Це забезпечує можливість переходу двигуна в чисто дизельний режим або повне припинення роботи газової системи, що підвищує загальну експлуатаційну надійність. Крім того, електромагнітний вузол дозволяє інтегрувати систему з елементарними електронними засобами контролю без повноцінного складного блоку керування.

У сукупності така схема забезпечує більш точне дозування газу відповідно до фактичного навантаження, температурного стану та тиску у впускному тракті. Це сприяє стабілізації процесу згоряння, підтриманню оптимального температурного режиму в циліндрах і зменшенню ймовірності детонаційних явищ або перегріву деталей кривошипно-шатунного механізму.

До переваг удосконаленої пневмо-електромеханічної схеми можна віднести підвищену стабільність роботи двигуна у широкому діапазоні режимів, покращений контроль співвідношення дизельного та газового палива, а також можливість оперативного відключення газу у разі потреби. Додатковим позитивним чинником є зниження теплового навантаження на елементи камери згоряння завдяки більш рівномірному формуванню суміші.

Водночас ускладнення конструкції є об'єктивним наслідком розширення функціональних можливостей системи. Збільшення кількості елементів, наявність пневматичних каналів, діафрагм, золотників та електромагнітних вузлів потребують більш ретельного налаштування та технічного обслуговування. Зростає вимогливість до герметичності системи та якості монтажу. Однак у контексті підвищення ефективності та безпеки роботи газодизельного двигуна такі ускладнення є технічно виправданими.

Таким чином, схема за патентом № 87768 демонструє перехід від простої механічної синхронізації до комбінованого адаптивного регулювання, що враховує реальні параметри роботи двигуна. Це дозволяє підвищити енергетичну ефективність, стабільність та надійність газодизельної силової установки, що має особливе значення для тракторів та мобільної сільськогосподарської техніки.

Проведений аналіз технічних рішень показав, що розвиток систем регулювання потужності газодизеля відбувається від простих механічних схем до інтелектуальних електронно-керованих комплексів. Для умов модернізації трактора Case IH доцільно застосовувати систему з адаптивним регулюванням подачі газу, яка забезпечує: економічну ефективність, стабільність роботи на перехідних режимах, безпечну експлуатацію, збереження ресурсу двигуна.

Отримані результати дозволяють перейти до розробки власної конструктивної схеми системи живлення, що враховує особливості експлуатації трактора в умовах сільськогосподарського виробництва.

2.5. Висновки

1. У другому розділі проаналізовано технічні передумови підвищення ефективності трактора Case IH з двигуном Cummins 6TAA 9.0-04L як об'єкта модернізації. Встановлено, що основною проблемою експлуатації є значні витрати дизельного палива, які істотно впливають на собівартість сільськогосподарських робіт, особливо в умовах зростання цін на нафтопродукти.

2. Досліджено конструктивні та експлуатаційні особливості двигуна, зокрема систему живлення та робочі режими, що підтвердило наявність потенціалу для вдосконалення процесу сумішоутворення та часткового заміщення дизельного палива альтернативним компонентом без суттєвої зміни базової конструкції.

3. Порівняльний аналіз механічної та пневмо-електромеханічної схем регулювання газодизеля показав, що удосконалені системи з адаптивним керуванням забезпечують більш стабільну роботу та точніше дозування палива. Отже, модернізація силової установки в напрямі впровадження газодизельної технології є технічно обґрунтованим і перспективним рішенням для підвищення ефективності трактора.

Розділ 3. КОНСТРУКТИВНО-РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

3.1. Розробка конструктивної схеми системи живлення двигуна при роботі в газодизельному режимі

На основі проведеного у розділі 2 аналізу існуючих технічних рішень регулювання потужності газодизельних двигунів, зокрема електронно-керованої системи типу «Zenit Diesel» та пневмо-електромеханічних схем регулювання [18, 19], розроблено власну конструктивну схему системи живлення двигуна Cummins 6TAA 9.0-04L при роботі в газодизельному режимі трактора Case IH MX275. Враховано переваги електронного адаптивного керування подачею газу та недоліки механічних схем із жорстким зв'язком між подачею дизельного і газового палива.

Конструктивна схема системи наведена на рисунку 3.1. Вона передбачає збереження штатної системи впорскування Common Rail та інтеграцію додаткової електронної системи подачі газу Метану у впускний тракт двигуна.

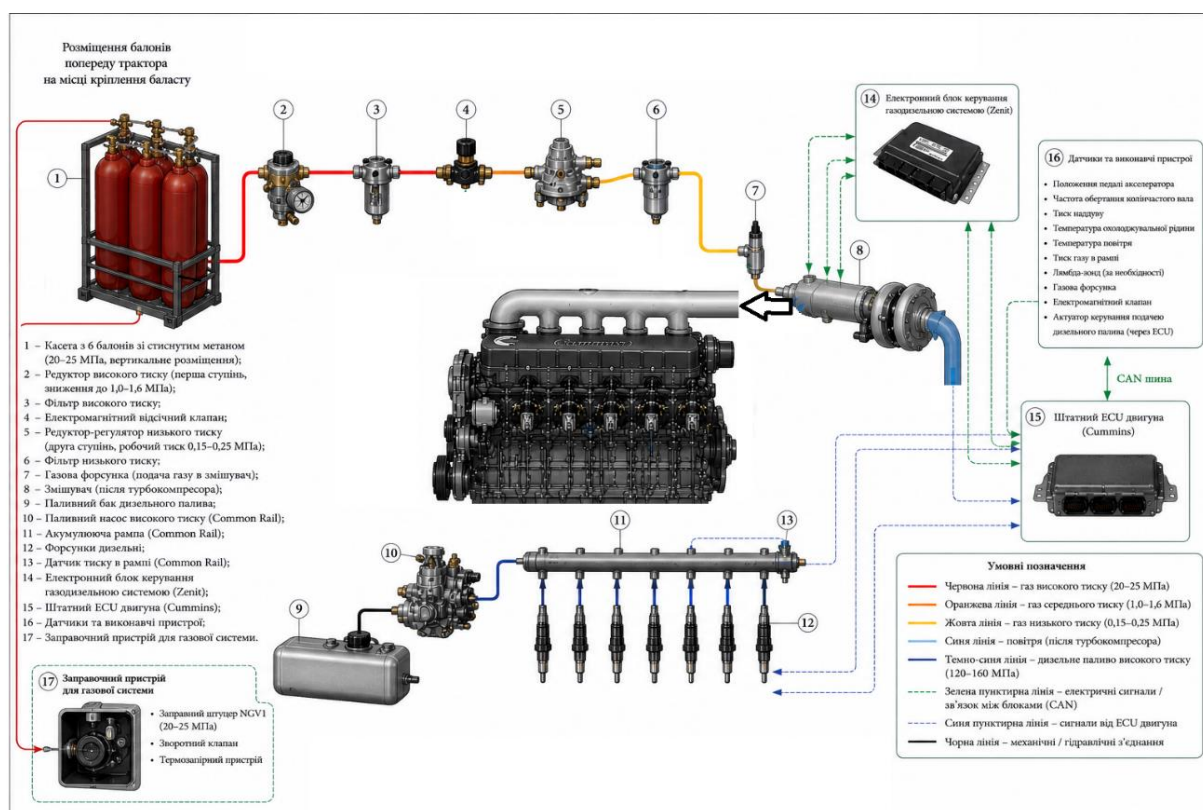


Рисунок 3.1 Система регулювання потужності газодизеля Cummins 6TAA 9.0

Такий підхід дозволяє мінімізувати втручання у базову конструкцію силової установки та забезпечити гнучке регулювання співвідношення палив залежно від режиму роботи двигуна.

Штатна дизельна система живлення включає паливний насос високого тиску, акумулюючу рампу та електромагнітні форсунки Common Rail. Робочий тиск у рампі становить 120–160 МПа, що забезпечує точне багатофазне упорскування дизельного палива. Регулювання подачі здійснюється електронним блоком керування двигуном шляхом зміни тривалості імпульсу впорскування та тиску в паливній магістралі.

Газова підсистема включає балони зі стиснутим метаном, магістраль високого тиску, фільтр та редуктор високого тиску, електромагнітний відсічний клапан, редуктор-регулятор тиску, фільтр низького тиску, газову форсунку з змішувачем та електронний блок керування газодизельною системою. Подача газу здійснюється у впускний колектор після турбокомпресора та інтеркулера, що забезпечує рівномірне змішування з наддувним повітрям. В якості удосконалення розроблено змішувач газу з повітрям (лист 5 графічна частина) адаптований для роботи з електронною системою подачі газу.

Особливу увагу при розробці конструктивної схеми приділено розміщенню балонів зі стиснутим метаном. Враховуючи масо-габаритні характеристики трактора Case IH Magnum та необхідність збереження його тягово-зчіпних властивостей, прийнято рішення встановити балони у передній частині трактора – на місці штатного кріплення фронтального баласту.

Передбачено встановлення металевої корзини рамної конструкції, у якій вертикально розміщуються шість балонів високого тиску. Вертикальне розташування забезпечує:

- рівномірний розподіл навантаження на передню вісь;
- зменшення габаритного виступу вперед;
- зручність технічного обслуговування та контролю запірної арматури.

Маса одного балона високого тиску об'ємом 80-100 л становить орієнтовно 60-80 кг. Таким чином, сумарна маса шести балонів із заповненням

та конструкцією корзини може становити 650–750 кг. З огляду на те, що штатний фронтальний баласт трактора досягає 800–1000 кг, передбачено можливість встановлення додаткового баласту меншої маси безпосередньо на корзині балонів. Це дозволяє компенсувати зменшення загальної маси переднього навантаження та зберегти оптимальний розподіл маси між осями.

Таке компоновочне рішення має кілька переваг:

- збереження центру мас у межах допустимого діапазону;
- мінімальний вплив на радіус розвороту;
- відсутність змін у задній частині трактора;
- можливість демонтажу системи без конструктивного втручання в раму.

Стиснутий метан зберігається у балонах під тиском 20–25 МПа. Після проходження фільтра та редуктора високого тиску газ очищується та надходить до двоступеневого редуктора, під тиском 0,05–0,1 МПа. Пропускна здатність редуктора повинна забезпечувати витрату газу до 30–35 кг/год, що відповідає коефіцієнту заміщення близько 60–70% при номінальній потужності двигуна 230–250 кВт.

Газова форсунка має електромагнітне керування та забезпечують імпульсне дозування газу з тривалістю відкриття 2–8 мс. Управління здійснюється окремим блоком керування, який синхронізується зі штатним ECU дизельного двигуна. Регулювання співвідношення газу та дизельного палива здійснюється за адаптивним алгоритмом, який враховує поточний режим роботи двигуна. Основним керуючим параметром є ефективне навантаження, що визначається за комбінацією сигналів частоти обертання, тиску наддуву та положення педалі акселератора.

На етапі запуску двигун працює виключно на дизельному паливі. Газова система перебуває у пасивному стані, редуктор прогрівається за рахунок теплообміну з системою охолодження. Подача газу блокується до досягнення робочої температури охолоджувальної рідини (60–70 °C).

При мінімальному навантаженні коефіцієнт заміщення встановлюється на рівні 0–20 %. Основну частину енергії забезпечує дизельне паливо, що гарантує

стабільність згоряння. Газова форсунка працює з мінімальною тривалістю імпульсу або відключена повністю. Часткове навантаження (40–70 % номіналу)

У цьому режимі активується режим пропорційного заміщення. Електронний блок розраховує необхідну масу газу за формулою:

$$m_{\text{газ}} = k \cdot m_{\text{диз, баз}} \quad (3.1)$$

де k – коефіцієнт заміщення, що змінюється в межах 0,3–0,6.

Тривалість імпульсу відкриття газової форсунки збільшується пропорційно зростанню навантаження, а ECU двигуна одночасно зменшує тривалість упорскування дизеля. Запальна доза зберігається на рівні 30–40 % від базової дизельної подачі.

При роботі в зоні максимальної потужності коефіцієнт заміщення досягає 60–70 %. Газ формує основну частину теплової енергії, тоді як дизельна складова забезпечує стабільне займання. Контроль здійснюється за тиском наддуву та температурою відпрацьованих газів. При перевищенні допустимої температури коефіцієнт заміщення автоматично зменшується.

Під час різкого натискання або відпускання педалі акселератора блок керування тимчасово обмежує подачу газу для запобігання збідненню або переобогаченню суміші. У цей момент дизель бере на себе основну частину регулювання потужності, що забезпечує стабільність обертів.

У разі падіння тиску газу, відсутності сигналу датчиків, перевищення температури або детонаційних ознак система миттєво перекриває подачу газу через електромагнітний клапан. Двигун переходить у штатний дизельний режим без зупинки роботи.

Таким чином, розроблена конструктивна схема базується на принципі електронно-керованої координації двох паливних потоків із збереженням штатної системи Common Rail. Компоновка балонів у передній частині трактора дозволяє інтегрувати газову систему без порушення кінематичної структури машини та збереження її тягових характеристик. Запропоноване рішення

враховує як технічні вимоги до стабільності роботи двигуна, так і експлуатаційні особливості сільськогосподарської техніки.

3.2. Розробка навчального макету дизеля Cummins 6TAA 9.0-04L

У межах виконання кваліфікаційної роботи поряд із розробкою газодизельної системи передбачено створення навчального макету дизельного двигуна Cummins 6TAA 9.0-04L, адаптованого для використання в освітньому процесі Дніпровського державного аграрно-економічного університету. Необхідність розробки такого макету обумовлена потребою підвищення якості підготовки здобувачів спеціальності 208 «Агроінженерія» шляхом поєднання теоретичних знань із практичним ознайомленням із сучасними енергетичними установками, що застосовуються в сільськогосподарській техніці. Формування професійних компетентностей майбутніх агроінженерів потребує глибокого розуміння не лише конструкції двигуна, а й принципів його роботи, систем електронного керування та можливостей модернізації.

Двигун Cummins 6TAA 9.0-04L є представником сучасних турбодизельних силових агрегатів із системою впорскування типу Common Rail та електронним керуванням, що робить його актуальним об'єктом для вивчення конструкції, принципу роботи та особливостей модернізації в умовах переходу на альтернативні види палива. Наявність турбонаддуву, електронного блока керування та складної паливної апаратури дозволяє на прикладі цього двигуна продемонструвати здобувачам принципи функціонування сучасних мехатронних систем у АПК. Створення навчального макету забезпечує підвищення наочності при викладанні дисциплін «Трактори і автомобілі», «Мехатронні системи в АПК», а також під час проведення лабораторних і практичних занять.

Навчальний макет (рис. 3.2) виконано на стаціонарній металевій рамі підвищеної жорсткості з можливістю його переміщення на опорних колесах, оснащених системою механічного блокування. Така конструкція забезпечує

мобільність стенду в межах лабораторії та дозволяє організувати огляд агрегату з різних сторін, що є важливим для демонстрації розташування вузлів і систем. Рама виготовлена з профільної сталі та розрахована на масу двигуна з урахуванням динамічних навантажень під час демонстраційної роботи.



Рисунок 3.2 Навчальний макет дизеля Cummins 6TAA 9.0-04L

Двигун встановлюється у повній комплектації з турбокомпресором, паливною рампою, форсунками та штатним електронним блоком керування (ECU). З метою підвищення наочності та доступності для вивчення окремі елементи систем виконані у розрізі або частково демонтовані для демонстрації їх внутрішньої будови, зокрема форсунка системи Common Rail, паливний насос високого тиску та турбокомпресор. Це дозволяє здобувачам візуально оцінити конструктивні особливості, принцип дії та взаємодію складових елементів двигуна, що суттєво покращує засвоєння навчального матеріалу.

Розроблений навчальний макет має важливе значення для формування професійних компетентностей здобувачів. Він дозволяє поєднати теоретичне вивчення процесів роботи сучасних дизельних двигунів з практичним аналізом взаємодії основних його складових.

3.3. Тепловий розрахунок двигуна у дизельному та газодизельному режимах

Тепловий розрахунок двигуна внутрішнього згоряння є необхідним етапом обґрунтування доцільності переходу на альтернативні види палива та оцінки впливу модернізації на робочий процес [20- 23]. Для двигуна Cummins 6TAA 9.0-04L, що працює у складі трактора Case IH MX275, визначення температур і тисків у характерних точках циклу дозволяє оцінити зміну термодинамічних параметрів при переході з дизельного на газодизельний режим роботи.

Особливістю даного двигуна є наявність турбонаддуву, що суттєво впливає на початкові параметри процесу стиску. Підвищений тиск наддувного повітря змінює умови займання, характер згоряння та максимальні значення температури і тиску у циліндрі. У зв'язку з цим тепловий розрахунок виконується з урахуванням наддуву та реальних експлуатаційних параметрів двигуна.

Порівняльний аналіз дизельного та газодизельного циклів дозволяє визначити:

- зміну пікових температур у камері згоряння;

- рівень максимального тиску;

- температуру відпрацьованих газів;

- вплив газового палива на теплове навантаження деталей циліндро-поршневої групи;

- можливу зміну ефективного коефіцієнта корисної дії.

Тепловий розрахунок проводиться за спрощеною моделлю ідеалізованого циклу з політропними процесами стиску та розширення, що дозволяє отримати аналітичні залежності для оцінки робочого процесу. Отримані результати використовуються для подальшого аналізу механічних навантажень, оцінки ресурсу двигуна та підтвердження технічної доцільності впровадження газодизельного режиму.

Для проведення теплового розрахунку з додатку А приймаємо такі вихідні параметри двигуна Cummins 6TAA 9.0-04L:

Ступінь стиску: $\varepsilon=16,5$

Початкові параметри повітря перед початком процесу стиску після компресора (точка 1 індикаторної діаграми):

$$p_1 = 0,2 \text{ МПа}; \quad T_1 = 350 \text{ К};$$

Показник адіабати повітря: $k=1,35$

Прийняті значення відповідають двигуну з турбонаддувом та використовуються для базового порівняльного розрахунку.

Процес впуску

Процес впуску у чотиритактному дизельному двигуні відбувається при русі поршня від верхньої мертвої точки (ВМТ) до нижньої мертвої точки (НМТ) за відкритого впускного клапана. У циліндр надходить повітря під дією перепаду тисків.

У спрощеному тепловому розрахунку приймається, що процес впуску відбувається при постійному тиску, близькому до тиску після турбіни:

$$p_{\text{вп}} \approx p_1 \quad (3.1)$$

Температура повітря приймається рівною температурі після турбіни:

$$T_{\text{вп}} \approx T_1 \quad (3.2)$$

У реальних умовах можливе незначне підвищення температури через нагрівання стінок циліндра та залишкові гази, однак у даному розрахунку ці фактори не враховуються.

Для газодизельного режиму процес впуску має особливість: разом із повітрям у впускний тракт подається метан, який змішується з повітрям ще до

початку стиску. Це не змінює тиску на вході, але впливає на склад робочої суміші та подальший процес згоряння.

Процес стиску (1–2)

Процес стиску в дизельному двигуні наближено вважається адіабатним (без теплообміну із зовнішнім середовищем). Під час стиску поршень рухається від НМТ до ВМТ, зменшуючи об'єм робочого тіла в циліндрі.

Залежність температури в кінці стиску визначається виразом:

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{(k-1)} \quad (3.3)$$

Підставляємо числові значення:

$$T_2 = 350 \cdot 16,5^{(1,35 - 1)} \approx 931 \text{ К}$$

Отримане значення температури є достатнім для самозаймання дизельного палива при його впорскуванні.

Тиск у кінці стиску визначається за формулою:

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^k \quad (3.4)$$

$$p_2 = 0,2 \cdot 16,5^{1,35} = 8,78 \text{ МПа}$$

Фізичний зміст отриманих результатів

Температура 931 К у кінці стиску забезпечує умови для самозаймання дизельного палива без використання зовнішнього джерела іскри. Високий тиск 8,78 МПа створює необхідні умови для ефективного розпилення палива та формування робочої суміші.

У газодизельному режимі процес стиску відбувається аналогічно, однак у циліндрі знаходиться газоповітряна суміш. Запальна доза дизельного палива, що

впорскується наприкінці стиску, ініціює згоряння метану. Температура стиску є визначальною для забезпечення стабільного займання.

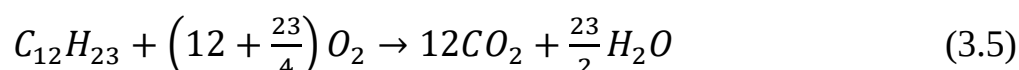
Процес згоряння у дизельному та газодизельному режимах.

Процес згоряння є визначальним етапом робочого циклу двигуна, оскільки саме в цей період відбувається перетворення хімічної енергії палива в теплову, а надалі – в механічну роботу. Для дизельного двигуна характерне самозаймання палива наприкінці стиску за рахунок високої температури повітря. У газодизельному режимі процес має комбінований характер: займання ініціюється запальною дозою дизельного палива, після чого відбувається згоряння попередньо підготовленої газоповітряної суміші.

Рівняння згоряння дизельного палива

Для розрахункових цілей дизельне паливо приймається у вигляді умовної формули $C_{12}H_{23}$

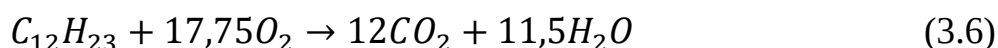
Стехіометричне рівняння повного згоряння:



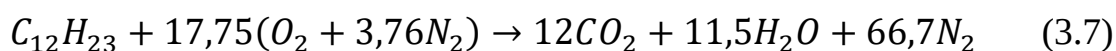
Оскільки:

$$12 + 23/4 = 17,75$$

остаточне рівняння:



З урахуванням складу повітря ($O_2 + 3,76N_2$):

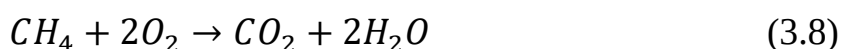


У реальному дизельному двигуні процес відбувається при коефіцієнті надлишку повітря: $\alpha = 1,4 - 1,8$, що забезпечує збіднену суміш та запобігає детонації.

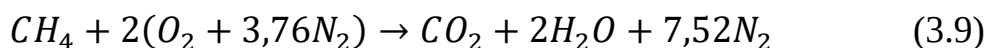
Рівняння згоряння метану

Основним компонентом природного газу є метан: CH_4

Стехіометричне рівняння:



З урахуванням повітря:



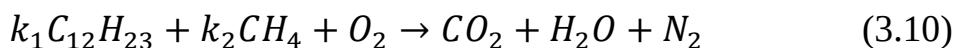
Для газового горіння характерний коефіцієнт надлишку повітря:

$$\alpha = 1,1 - 1,3$$

Комбінований процес згоряння у газодизелі

У газодизельному режимі в циліндр надходить газоповітряна суміш, а дизельне паливо впорскується наприкінці стиску в обмеженій кількості.

Сумарне рівняння можна подати у вигляді:



Де k_1 – частка дизельного палива,

k_2 – частка метану.

При коефіцієнті заміщення: $k = 0,6$ тобто 60 % теплової енергії забезпечується газом, процес згоряння має дві стадії:

1. займання дизельної дози;
2. об'ємне згоряння метану.

Тепловий ефект згоряння

Кількість підведеної теплоти визначається:

$$Q = m \cdot Q_{\text{н}} \quad (3.11)$$

Для дизеля:

$$Q_d = G_d \cdot Q_{\text{н,д}} \quad (3.12)$$

Для метану:

$$Q_{\text{г}} = G_{\text{г}} \cdot Q_{\text{н,г}} \quad (3.13)$$

Сумарна теплота в газодизельному режимі:

$$Q_{\text{сум}} = Q_d + Q_{\text{г}} \quad (3.14)$$

Особливості процесу згоряння. У дизельному режимі: горіння має дифузійний характер; існують локальні зони збагачення, швидкість наростання тиску вища, температура піку більша.

У газодизельному режимі: горіння більш рівномірне, температура максимуму зменшується, піковий тиск знижується на 5–10 %, зменшується утворення сажі, знижується теплове навантаження на поршень і клапани.

Аналіз рівнянь процесу згоряння показує, що газодизельний режим поєднує переваги дизельного самозаймання та рівномірного горіння газової суміші. Зменшення пікових температур і тисків підтверджує результати теплового розрахунку та свідчить про зниження механічного і теплового навантаження на деталі двигуна при збереженні необхідної ефективної потужності.

Врахувавши наведену інформацію продовжимо тепловий розрахунок ДВЗ врахувавши наступні дані та використавши попередні розрахунки.

Підведена теплота

$$G_d = 48 \text{ кг/год}$$

$$Q_{н.д} = 42,5 \text{ МДж/кг}$$

$$Q_d = G_d \cdot Q_{н.д} \quad (3.15)$$

$$Q_d = 48 \cdot 42,5 = 2040 \text{ МДж/г}$$

де G_d – годинна витрата дизельного палива, кг/год;

$Q_{н.д}$ – нижча теплота згоряння дизельного палива, МДж/кг;

Q_d – сумарна теплота, підведена до двигуна за годину роботи, МДж/год.

Фізичний зміст формули полягає у визначенні кількості хімічної енергії, що надходить

Максимальна температура горіння:

$$T_{зд} = \varphi_d \cdot T_2 \quad (3.16)$$

де φ_d – коефіцієнт підвищення температури при згорянні; приймаємо: $\varphi_d = 2,4$

$$T_{зд} = 2,4 \cdot 931 = 2234 \text{ К}$$

Максимальний тиск в процесі горіння

$$p_{зд} = \lambda \cdot p_2 \quad (3.17)$$

де λ – коефіцієнт підвищення тиску при згорянні; приймаємо: $\lambda = 1,45$;

$$P_{3д} = 1,45 \cdot 8,78 \approx 12,7 \text{ МПа}$$

Газодизельний режим ($k = 0,6$)

Розподіл палива

$$G_{д, \text{зал}} = 19,2 \text{ кг/год}; \quad G_{г} = 25,5 \text{ кг/год}$$

де $G_{г}$ – витрата природного газу, кг/год

Теплота згоряння

$$Q_{г} = G_{г} \cdot Q_{н.г} \quad (3.18)$$

де $Q_{н.г}$ – нижча теплота згоряння метану, $Q_{н.г} = 48 \text{ МДж/кг}$

$$Q_{г} = 25,5 \cdot 48 = 1224 \text{ МДж/год}$$

Сумарна теплота:

$$Q_{\text{сум}} = Q_{г} + G_{д, \text{зал}} \cdot Q_{н.д} \quad (3.19)$$

$Q_{г}$ – теплота, що надходить із газом.

$$Q_{\text{сум}} = 1224 + (19,2 \cdot 42,5) = 2040 \text{ МДж/год}$$

Сумарна теплота дорівнює дизельному режиму.

Максимальна температура газодизеля:

Газ горить рівномірніше φ менший $\varphi_{гд} = 2,2$

:

$$T_{3гд} = \varphi_{гд} \cdot T_2 \quad (3.20)$$

$$T_{3гд} = 2,2 \cdot 931 \approx 2048 \text{ К}$$

Максимальний тиск газодизеля

Враховавши дослідження науковців кафедри ТСГМ при переході на газодизельний режим відбувається зниження тиску на 7 %:

$$p_{згд} = 0,93 \cdot p_{зд} \quad (3.21)$$

$$p_{згд} = 0,93 \cdot 12,7 \approx 11,8 \text{ МПа}$$

Температура після розширення:

$$T_4 = T_3 / \varepsilon^{(k-1)} \quad (3.22)$$

Для дизеля:

$$T_{4д} = 2234 / 2,66 \approx 840 \text{ К}$$

Для газодизеля:

$$T_{4гд} = 2048 / 2,66 \approx 770 \text{ К}$$

Процес випуску починається після завершення розширення, коли поршень наближається до нижньої мертвої точки і відкривається випускний клапан. У цей момент тиск у циліндрі перевищує тиск у випускному колекторі, тому відбувається різке витікання газів (фаза вільного випуску).

Попередньо розрахована температура в кінці розширення (точка 4) :

Дизельний режим: $T_{4д} = 840 \text{ К}$

Газодизельний режим: $T_{4гд} = 770 \text{ К}$

Ці температури відповідають моменту відкриття випускного клапана.

Тиск у кінці розширення

Тиск визначається за формулою адіабатного розширення:

$$p_4 = p_3 / \varepsilon^k \quad (3.23)$$

Для дизельного режиму:

$$p_{4д} = 12,7/16,5^{1,35} = 0,289 \text{ МПа}$$

Для газодизельного режиму:

$$p_{4гд} = 11,8/43,9 = 0,269 \text{ МПа}$$

У реальному двигуні відкриття клапана відбувається раніше НМТ, тому фактичний тиск у момент відкриття більший за розрахунковий.

Для турбодизеля приймаємо:

Дизель:

$$p_{\text{вип,д}} \approx 0,30 - 0,35 \text{ МПа}$$

$$T_{\text{вип,д}} \approx 800 - 900 \text{ К}$$

Газодизель:

$$p_{\text{вип,гд}} \approx 0,27 - 0,32 \text{ МПа}$$

$$T_{\text{вип,гд}} \approx 730 - 820 \text{ К}$$

У дизельному режимі: вища максимальна температура згоряння, більша температура відпрацьованих газів, більше теплове навантаження на турбіну.

У газодизельному режимі: зменшується пікова температура, температура випуску нижча на 5–10 %, зменшується теплова напруга турбіни, знижується утворення NO_x . Результати розрахунку тиску та температури зведемо в таблицю 3.1. рисунку 3.3.

Таблиця 3.1 – Порівняльні параметри робочого циклу дизельного та газодизельного режимів

№	Точка циклу	Параметр	Дизельний режим	Газодизельний режим	Одиниця
1	Початок стиску (після наддуву)	p_1	0,20	0,20	МПа
		T_1	350	350	К
2	Кінець стиску	p_2	8,78	8,78	МПа
		T_2	931	931	К
3	Після згоряння (максимум)	p_3	12,7	11,8	МПа
		T_3	2234	2048	К
4	Кінець розширення	p_4	0,289	0,269	МПа
		T_4	840	770	К
5	Початок випуску (реальні значення)	$p_{\text{вип}}$	0,30–0,35	0,27–0,32	МПа
		$T_{\text{вип}}$	800–900	730–820	К

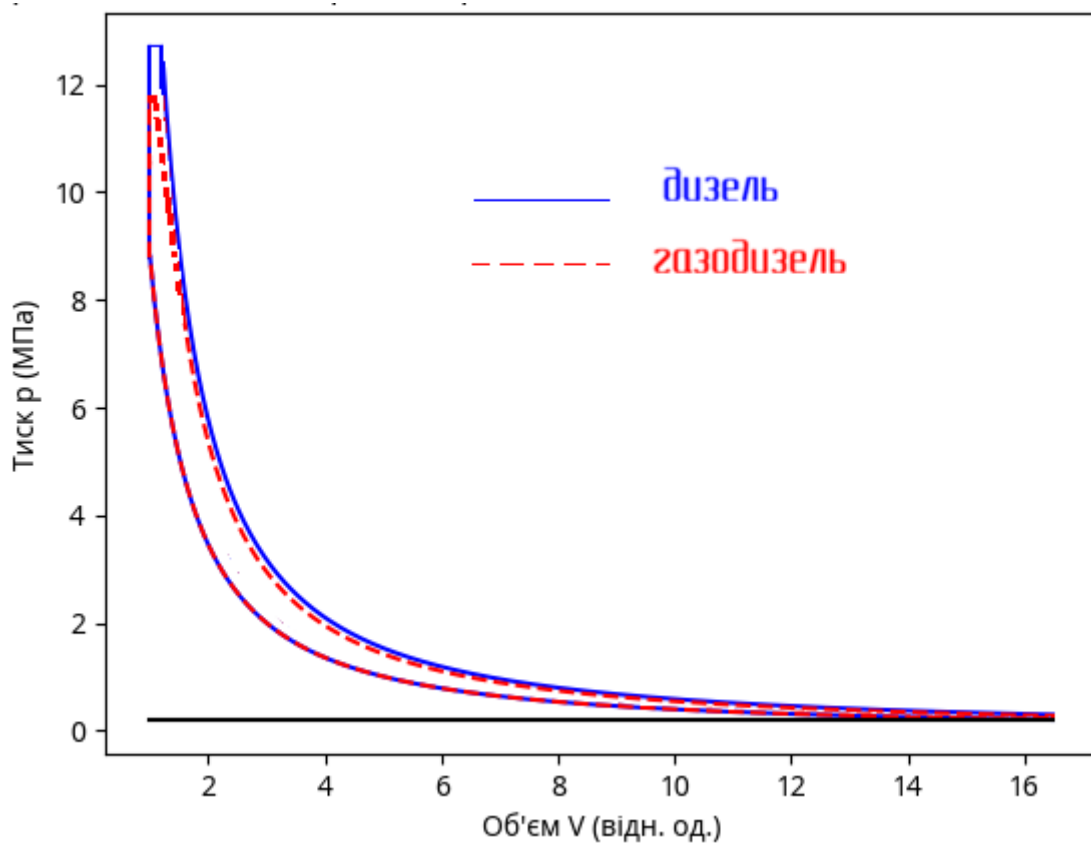


Рисунок 3.3 – Порівняльна індикаторна діаграма в координатах P-V

3.4. Розрахунок конструктивно-експлуатаційних показників газодизеля

Розрахунок базової витрати дизельного палива

Розрахунок виконуємо врахувавши дані наведені в додатку А: номінальна ефективна потужність двигуна $N_e=240$ кВт, а ітома витрата дизельного палива: $g_e = 200$ г/кВт * год .

Тоді годинну витрату дизеля у номінальному режимі визначимо за формулою:

$$Gd = g_e \cdot N_e = 0,2 \cdot 240 = 48 \text{ кг/год} \quad (3.24)$$

Отже, у традиційному дизельному режимі двигун споживає приблизно 48 кг дизельного палива за годину.

Визначення теплової потужності дизельного режиму

Теплова потужність, що підводиться з дизелем:

$$Q_{\text{тепл}} = Gd \cdot Q_{\text{н.д}} = 48 \cdot 42,5 = 2040 \text{ МДж/год} \quad (3.25)$$

Переведемо у кВт:

$$1 \text{ кВт} = 3,6 \text{ МДж/год}$$

$$Q_{\text{тепл}} = \frac{2040}{3,6} = 567 \text{ кВт}$$

Таким чином, тепла потужність палива становить 567 кВт.

Ефективний коефіцієнт корисної дії:

$$\eta_e = \frac{N_e}{Q_{\text{тепл}}} = \frac{240}{567} = 0,42 \quad (3.26)$$

Отже, ефективний ККД двигуна становить приблизно 42 %.

Розрахунок витрати метану при коефіцієнті заміщення

Приймаємо коефіцієнт заміщення $k=0,6$ або 60%

Тоді частина дизеля, що заміщується:

$$G_{д.з} = k \cdot G_d = 0,6 \cdot 48 = 28,8 \text{ кг/год} \quad (3.26)$$

Теплова енергія, яку необхідно компенсувати газом:

$$Q_{газ} = G_{д.з} \cdot Q_{н.д} = 28,8 \cdot 42,5 = 1224 \text{ МДж/год} \quad (3.27)$$

$$G_{г} = \frac{Q_{газ}}{Q_{н.г}} = \frac{1224}{48} = 25,5 \text{ кг/год} \quad (3.28)$$

Отже, для забезпечення 60 % заміщення необхідна витрата метану становить приблизно 25–26 кг/год.

Залишкова витрата дизельного палива

$$G_{д.зал} = G_d - G_{д.з} = 48 - 28,8 = 19,2 \text{ кг/год.} \quad (3.29)$$

Таким чином, у газодизельному режимі:

дизель – 19,2 кг/год, метан – 25,5 кг/год.

Питома витрата сумарного палива

Сумарна масова витрата:

$$G_{сум} = G_{д.зал} + G_{г} = 19,2 + 25,5 = 44,7 \text{ кг/год} \quad (3.30)$$

Енергетичний еквівалент дизельного палива з урахуванням заміщення залишається незмінним, однак економічний ефект досягається за рахунок різниці вартості енергоносіїв.

Якщо прийняти, що вартість метану у перерахунку на 1 МДж на 35–40 % нижча за дизельне паливо, то при 60 % заміщенні можлива економія експлуатаційних витрат у межах 25–35 %.

3.5. Розрахунок на міцність елементів ДВЗ після проведеної конверсії

Перехід двигуна Cummins 6ТАА 9.0-04L на газодизельний режим супроводжується зміною характеру навантажень у циліндро-поршневій групі та елементах кривошипно-шатунного механізму. Незважаючи на зниження пікових температур і тисків, необхідно перевірити міцність основних деталей на дію максимального газового тиску [24, 25].

Основним навантажувальним фактором є максимальний тиск у камері згоряння p_3 .

Для дизельного режиму: $p_{3д} = 12,7$ МПа

Для газодизельного режиму: $p_{3гд} = 11,8$ МПа

Розрахунок сили тиску газів на поршень

Сила, що діє на поршень, визначається:

$$F = p_3 \cdot A \quad (3.31)$$

Де A – площа днища поршня.

Площа поршня:

$$A = \frac{\pi D^2}{4}; \quad (3.32)$$

Для двигуна Cummins 6ТАА 9.0-04L діаметр циліндра: $D=114$ мм, $D=0,114$ м.

Тоді:

$$A = \frac{3,1416 \cdot 0,114^2}{4} = 0,0102 \text{ м}^2$$

Сила у дизельному режимі

$$F_{д} = 12,7 \cdot 10^6 \cdot 0,0102 = 129,5 \text{ кН}$$

Сила у газодизельному режимі

$$F_{гд} = 11,8 \cdot 10^6 \cdot 0,0102 = 120,4 \text{ кН}$$

Отже, при переході на газодизельний режим навантаження зменшується приблизно на 7 %.

Розрахунок напруження у днищі поршня

Максимальні нормальні напруження визначаються:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (3.33)$$

Для дизеля:

$$\sigma_d = \frac{129,5 \cdot 10^3}{0,0102} = 12,7 \text{ МПа}$$

Для газодизеля:

$$\sigma_{гд} \approx 11,8 \text{ МПа}$$

Отримані значення значно менші допустимих напружень для сталі при виготовленні поршнів:

$$[\sigma] = 220 - 400 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт запасу міцності:

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma} \quad (3.34)$$

Для дизеля:

$$n_d \approx \frac{350}{12,7} \approx 27$$

Для газодизеля:

$$n_{гд} \approx 29$$

Перевірка шатунної шийки колінчастого вала

Згинальний момент:

$$M = F \cdot r \quad (3.35)$$

де r — радіус кривошипа, м

$$r = \frac{S}{2} \quad (3.36)$$

Хід поршня: $S = 0,145$ м; тоді радіус кривошипа $r = 0,0725$ м

Для дизеля:

$$M_d = 129,5 \cdot 10^3 \cdot 0,0725 = 9,39 \text{ кН}$$

Для газодизеля:

$$M_{гд} \approx 8,73 \text{ кН}$$

Зниження згинального моменту підтверджує зменшення механічного навантаження.

Проведений розрахунок показав, що перехід на газодизельний режим не призводить до перевищення допустимих напружень у деталях двигуна. Навпаки, зменшення пікового тиску в циліндрі на 7 % сприяє зниженню газових навантажень на поршень, шатун і колінчастий вал. Коефіцієнт запасу міцності залишається достатнім для надійної експлуатації двигуна в умовах аграрного виробництва.

Отримані результати підтверджують можливість впровадження газодизельної системи без конструктивного підсилення базових деталей силової установки.

3.6. Розрахунок кількості газових балонів у змінній касеті

З метою забезпечення роботи двигуна Cummins 6TAA 9.0-04L у газодизельному режимі розроблено змінну передню касету для розміщення балонів зі стисненим природним газом. Кількість балонів визначається виходячи з годинної витрати газу та необхідної тривалості автономної роботи без дозаправки.

Вихідні дані для розрахунку

Годинна витрата природного газу, отримана за результатами теплового розрахунку – $G_r = 25,5$ кг/год

Прийнята автономність роботи однієї змінної касети – $t = 5$ год

Об'єм одного балона - $V_{\text{бал}} = 150 \text{ л} = 0,15 \text{ м}^3$

Робочий тиск у балонах – $p_{\text{бал}} = 20 \text{ МПа}$

Атмосферний тиск – $p_{\text{атм}} = 0,1 \text{ МПа}$

Густина метану при нормальних умовах – $\rho_0 = 0,716 \text{ кг/м}^3$

Визначення необхідної маси газу

Необхідна маса газу для забезпечення заданої тривалості роботи визначається:

$$M_{\text{потр}} = G_r \cdot t = 25,5 \cdot 5 = 127,5 \text{ кг} \quad (3.37)$$

Отже, система повинна містити не менше 127,5 кг природного газу.

Визначення кількості газу в одному балоні

Для визначення маси газу, що міститься в одному балоні, виконується перерахунок об'єму при робочому тиску до нормальних умов:

$$V_n = V_{\text{бал}} \cdot \frac{p_{\text{бал}}}{p_{\text{атм}}} = 0,15 \cdot \frac{20}{0,1} = 30 \text{ м}^3 \quad (3.38)$$

Маса газу в одному балоні:

$$m_{\text{газ},1} = V_n \cdot \rho_0 = 30 \cdot 0,716 = 21,5 \text{ кг} \quad (3.39)$$

Таким чином, один балон об'ємом 150 л містить приблизно 21,5 кг метану.

Кількість балонів визначається за формулою:

$$n = \frac{M_{\text{потр}}}{m_{\text{газ},1}} = \frac{127,5}{21,5} = 5,9 \quad (3.40)$$

Оскільки кількість балонів повинна бути цілим числом, приймаємо:
 $n=6$ балонів

Перевірка фактичної автономності

Сумарна маса газу у шести балонах:

$$M_{\text{газ}} = 6 \cdot 21,5 = 129 \text{ кг}$$

Фактична тривалість роботи:

$$t_{\phi} = \frac{M_{\text{газ}}}{G_r} = \frac{129}{25,5} = 5,1 \text{ год} \quad (3.41)$$

Отже, прийнята конфігурація забезпечує понад 5 годин автономної роботи з невеликим резервом.

Аналіз маси змінної касети

Маса одного композитного балона типу IV: $m_{\text{порожній}} \approx 80 \text{ кг}$

Повна маса одного балона:

$$m_1 = m_{\text{порожній}} + m_{\text{газ},1} = 80 + 21,5 = 101,5 \text{ кг} \quad (3.42)$$

Маса шести балонів:

$$m_6 = 6 \cdot 101,5 = 609 \text{ кг} \quad (3.43)$$

З урахуванням маси металевого каркаса касети: $m_{\text{касети}} \approx 740 \text{ кг}$ Дане значення є меншим за масу штатного переднього баласту трактора ($\approx 900 \text{ кг}$), що підтверджує допустимість навантаження на передню вісь.

Прийнята змінна касета з шістьма балонами по 150 л забезпечує запас газу 129 кг, гарантує автономність понад 5 годин, не перевищує допустиме навантаження на передній міст, зберігає баланс та стійкість трактора.

Для забезпечення 10-годинного робочого дня передбачається використання двох змінних касет із можливістю оперативної заміни модуля в польових умовах.

Проведений розрахунок підтвердив, що оптимальною конфігурацією для змінної передньої касети є 6 композитних балонів об'ємом 150 л. Дане рішення є технічно обґрунтованим, енергетично достатнім та конструктивно допустимим для трактора Case IH MX275, що дозволяє реалізувати газодизельний режим без перевантаження силових елементів рами та передньої осі. За результатами проведених розрахунків та розробленої схеми обрано складові системи живлення наведені в додатку Б а елементи конструкцій в графічній частині роботи.

3.7. Висновки

1. У розділі розроблено конструктивну схему системи живлення двигуна Cummins 6TAA 9.0-04L при роботі в газодизельному режимі з використанням штатної системи Common Rail та електронно-керованої подачі природного газу у впускний тракт після турбокомпресора.

2. Виконано розрахунок кількості газових балонів у змінній передній касеті. Встановлено, що шість композитних балонів об'ємом 150 л (робочий тиск 20 МПа) забезпечують запас газу близько 129 кг, що відповідає автономності приблизно 5,1 години при годинній витраті 25,5 кг/год. Сумарна маса касети становить близько 740 кг, що не перевищує штатну масу переднього баласту трактора (≈ 900 кг).

3. Тепловий розрахунок показав зниження максимального тиску з 12,7 МПа (дизель) до 11,8 МПа (газодизель) та зменшення максимальної температури згоряння з 2234 К до 2048 К. Це підтверджує зниження теплових і механічних навантажень на деталі двигуна та технічну доцільність впровадження газодизельної системи.

Розділ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1. Аналіз умов праці при експлуатації трактора Case IH

Експлуатація трактора Case IH MX275 з двигуном Cummins 6TAA 9.0-04L здійснюється в умовах сільськогосподарського підприємства ТОВ «Крупа і К», яке спеціалізується на вирощуванні зернових та технічних культур. Господарство має значні площі орних земель і використовує енергонасичену техніку для виконання основних технологічних операцій – глибокої оранки, передпосівного обробітку ґрунту, посіву та транспортування сільськогосподарських вантажів.

Роботи виконуються в польових умовах, які характеризуються змінністю рельєфу, різними типами ґрунтів та сезонними коливаннями кліматичних факторів. У період активних польових робіт тривалість зміни механізатора становить 8–10 годин, що формує значне фізичне та психоемоційне навантаження.

Трактор потужністю до 250 кВт (340 к.с.) працює з широкозахватними агрегатами, що супроводжується підвищеним рівнем шуму (до 75–80 дБА) та вібраційними навантаженнями. Незважаючи на наявність амортизованої кабіни та пневмопідвіски сидіння, тривала дія вібрації може впливати на стан опорно-рухового апарату оператора. Додатковими шкідливими факторами є запиленість повітря, підвищена температура в літній період та вплив сонячного випромінювання.

У зв'язку з впровадженням газодизельної системи в умовах ТОВ «Крупа і К» з'являється додатковий фактор підвищеної небезпеки – експлуатація системи зберігання стисненого природного газу під тиском до 20 МПа. Потенційними ризиками є розгерметизація газових магістралей, витік газу та можливість утворення вибухонебезпечної концентрації [26, 27]. Тому особлива увага

приділяється контролю технічного стану балонів, редукторів високого та низького тиску, запірної арматури та системи електронного керування.

Разом із тим сучасна кабіна трактора обладнана системою клімат-контролю, фільтрацією повітря та ергономічними органами керування, що дозволяє знизити вплив негативних факторів та забезпечити прийнятні умови праці. Електронні системи контролю параметрів двигуна та газової підсистеми додатково підвищують безпечність експлуатації.

Таким чином, умови праці при експлуатації трактора Case IH у ТОВ «Крупа і К» характеризуються поєднанням традиційних для сільського господарства факторів (шум, вібрація, запиленість) та специфічних факторів, пов'язаних із використанням газодизельної технології. Це обумовлює необхідність впровадження комплексу організаційних і технічних заходів з охорони праці.

4.2. Небезпечні та шкідливі виробничі фактори

Під час експлуатації трактора Case IH MX275 з двигуном Cummins 6TAA 9.0-04L у ТОВ «Крупа і К» на працівників впливає комплекс небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що визначаються як умовами польових робіт, так і особливостями конструкції машини та впровадженої газодизельної системи.

До основних небезпечних факторів [28] належать механічні ризики, пов'язані з рухомими частинами трактора та агрегатів. Обертання коліс, валу відбору потужності, елементів трансмісії, вентилятора охолодження та інших вузлів створює потенційну небезпеку травмування при порушенні правил експлуатації або технічного обслуговування. Додатковим фактором є можливість перекидання трактора під час роботи на схилах або при нерівномірному розподілі навантаження.

Особливу увагу слід приділити небезпеці, пов'язаній із системою зберігання та подачі стисненого природного газу. Балони працюють під тиском

до 20 МПа, що створює ризик травмування у разі розгерметизації або механічного пошкодження. У разі витоку газу можливе утворення вибухонебезпечної суміші в повітрі. Метан є легшим за повітря, тому він накопичується у верхній частині простору, що вимагає ефективної вентиляції та герметичності з'єднань. Також небезпечним є фактор високого тиску в магістралях, редукторах та з'єднувальних елементах.

До шкідливих виробничих факторів відносяться фізичні фактори: підвищений рівень шуму (до 75–80 дБА при роботі під навантаженням), вібрація, запиленість повітря, підвищена температура навколишнього середовища та інтенсивне сонячне випромінювання. Тривала дія вібрації може негативно впливати на опорно-руховий апарат механізатора, а шум – спричинити втому та зниження концентрації уваги.



Рисунок 4.1 – Небезпечні та шкідливі фактори при експлуатації трактора Case IH у ТОВ «Крупа і К»

Крім фізичних факторів, має місце хімічний вплив відпрацьованих газів. Хоча при роботі в газодизельному режимі вміст сажі та оксидів азоту зменшується, повністю виключити наявність шкідливих компонентів у вихлопі неможливо. Під час проведення технічного обслуговування існує контакт із паливом, мастильними матеріалами та технічними рідинами.

Психофізіологічні фактори пов'язані з тривалою концентрацією уваги, необхідністю контролю роботи агрегатів, систем керування та дорожньої ситуації під час транспортування. Робота у змінному режимі навантаження та сезонна інтенсивність польових робіт підвищують емоційне та фізичне навантаження на оператора.

Таким чином, експлуатація трактора в газодизельному режимі супроводжується впливом механічних, фізичних, хімічних та психофізіологічних факторів, що потребує розробки комплексу технічних і організаційних заходів для забезпечення безпечних умов праці.

4.3. Вимоги безпеки при встановленні та експлуатації ГБО

Встановлення та експлуатація газобалонного обладнання (ГБО) на тракторі Case IH MX275 повинні здійснюватися з дотриманням вимог технічної та пожежної безпеки [29], правил роботи з посудинами під тиском та нормативів щодо використання стисненого природного газу в мобільних енергетичних засобах.

Газові балони є елементами підвищеної небезпеки, оскільки працюють під тиском до 20 МПа. Тому їх монтаж повинен виконуватися лише сертифікованими спеціалістами із застосуванням кріпильних елементів, розрахованих на статичні та динамічні навантаження, що виникають під час руху трактора по нерівному рельєфу. Змінна передня касета повинна мати жорсткий зварний каркас, систему фіксації до рами трактора та запобіжні елементи, які виключають зміщення балонів під час гальмування або ударних навантажень.

Балони повинні бути сертифікованими відповідно до вимог міжнародних стандартів (ISO 11439, ECE R110) та мати маркування із зазначенням робочого тиску, дати виготовлення і строку експлуатації. Перед установленням обов'язково перевіряється відсутність механічних пошкоджень, тріщин, деформацій або корозії з'єднань.

Високонапірні магістралі повинні виготовлятися з матеріалів, що витримують тиск не менше 25 МПа із запасом міцності не менше 1,5. З'єднання трубопроводів виконуються через сертифіковані фітинги та ущільнювальні елементи. Після монтажу проводиться перевірка герметичності системи методом опресування та контролю витоку.

Обов'язковим елементом системи є електромагнітний відсічний клапан, який автоматично перекриває подачу газу при вимкненні двигуна або виникненні аварійної ситуації. Блок керування газодизельною системою повинен бути інтегрований зі штатним електронним блоком двигуна та мати функцію аварійного переходу на чисто дизельний режим.

Під час заправлення балонів необхідно дотримуватися правил роботи з CNG-обладнанням:

- двигун має бути вимкнений;
- забороняється паління та використання відкритого вогню;
- заправочний пристрій повинен бути заземлений;
- після заправлення перевіряється герметичність з'єднань.

Експлуатація трактора з газобалонною системою допускається лише після щоденного візуального огляду балонів, магістралей та кріплень. Особлива увага приділяється стану редукторів, фільтрів і з'єднувальних вузлів. Періодичність технічного огляду визначається виробником балонів, але не рідше одного разу на рік із проведенням контролю залишкового ресурсу.

У разі виявлення витоку газу експлуатація трактора негайно припиняється, двигун глушиться, подача газу перекривається, а машина переміщується у відкрите провітрюване місце.

Таким чином, дотримання вимог безпеки при встановленні та експлуатації газобалонного обладнання є обов'язковою умовою надійної та безпечної роботи трактора у газодизельному режимі та мінімізує ризик аварійних ситуацій.

Періодичність контролю (таблиця 4.1) визначена з урахуванням рівня небезпеки елементів системи та умов експлуатації в польовому господарстві.

Таблиця 4.1 – Періодичність технічного контролю та обслуговування газобалонного обладнання трактора Case IH MX275

№	Елемент системи	Вид контролю	Періодичність	Спосіб перевірки
1	Газові балони (150 л, 20 МПа)	Візуальний огляд	Щоденно перед виїздом	Огляд на наявність пошкоджень, тріщин, деформацій
2	Газові балони	Перевірка кріплення	Щомісяця	Контроль затягування болтів, стану рами касети
3	Газові балони	Періодичний технічний огляд	1 раз на 12 місяців	Перевірка залишкового ресурсу, огляд сертифікованою організацією
4	Високонапірні магістралі	Перевірка герметичності	Щомісяця	Контроль витоку мильним розчином або газоаналізатором
5	Редуктор високого тиску	Перевірка робочого тиску	1 раз на 6 місяців	Контроль манометром, перевірка стабільності тиску
6	Редуктор низького тиску	Перевірка стабільності подачі	1 раз на 6 місяців	Вимірювання тиску на виході
7	Газова форсунка	Перевірка імпульсної роботи	1 раз на 6 місяців	Діагностика через блок керування
8	Електромагнітний клапан	Перевірка спрацювання	Щомісяця	Контроль автоматичного відсічення при вимкненні
9	Датчики тиску та температури	Функціональна перевірка	1 раз на 6 місяців	Діагностика через ECU
10	Заправочний пристрій	Перевірка герметичності	Після кожної заправки	Контроль відсутності витоку
11	Вся система ГБО	Комплексна перевірка	1 раз на рік	Опресування та перевірка сертифікованою службою

Щоденний огляд дозволяє своєчасно виявити механічні пошкодження, а планові перевірки забезпечують підтримання герметичності та стабільності роботи редукційної системи.

Особлива увага приділяється елементам, що працюють під високим тиском (20 МПа), оскільки їх несправність може призвести до аварійної ситуації.

4.4. Заходи щодо захисту навколишнього середовища при використанні газового палива

Переведення трактора Case IH MX275 на роботу в газодизельному режимі має не лише економічне, а й екологічне значення [30]. Використання природного газу як часткового замінильника дизельного пального дозволяє зменшити негативний вплив мобільної енергетичної техніки на навколишнє середовище. Разом із тим впровадження газової системи потребує дотримання комплексу заходів, спрямованих на мінімізацію екологічних ризиків.

Основним позитивним фактором є зниження викидів продуктів неповного згоряння. За результатами теплового розрахунку встановлено, що при роботі у газодизельному режимі максимальна температура згоряння зменшується з 2234 К до 2048 К, а максимальний тиск – з 12,7 МПа до 11,8 МПа. Це сприяє зниженню утворення оксидів азоту та сажі. Викиди твердих частинок при використанні метану практично відсутні, що особливо важливо для роботи техніки в умовах відкритого ґрунту та поблизу населених пунктів.

Захист довкілля при використанні газового палива передбачає такі технічні заходи:

1. Забезпечення герметичності системи.
2. Усі високонапірні магістралі та з'єднання повинні проходити регулярну перевірку на відсутність витоків. Навіть незначний витік метану спричиняє втрати палива та збільшення викидів парникових газів.
3. Контроль технічного стану балонів.

4. Балони повинні проходити періодичний технічний огляд та мати чинну сертифікацію. Використання балонів із вичерпаним ресурсом забороняється.
5. Оптимізація режимів роботи двигуна.
6. Блок керування газодизельною системою забезпечує підтримання оптимального співвідношення дизель/газ, що дозволяє уникнути збіднення або перезбагачення суміші та зменшити викиди CO і NOx.
7. Раціональне використання палива.
8. Своєчасне технічне обслуговування редукторів, форсунок і фільтрів дозволяє підтримувати стабільну подачу газу та мінімізувати перевитрати.
9. Запобігання забрудненню ґрунтів та води.
10. Під час технічного обслуговування необхідно виключити потрапляння мастильних матеріалів, дизельного пального або охолоджувальної рідини в ґрунт.

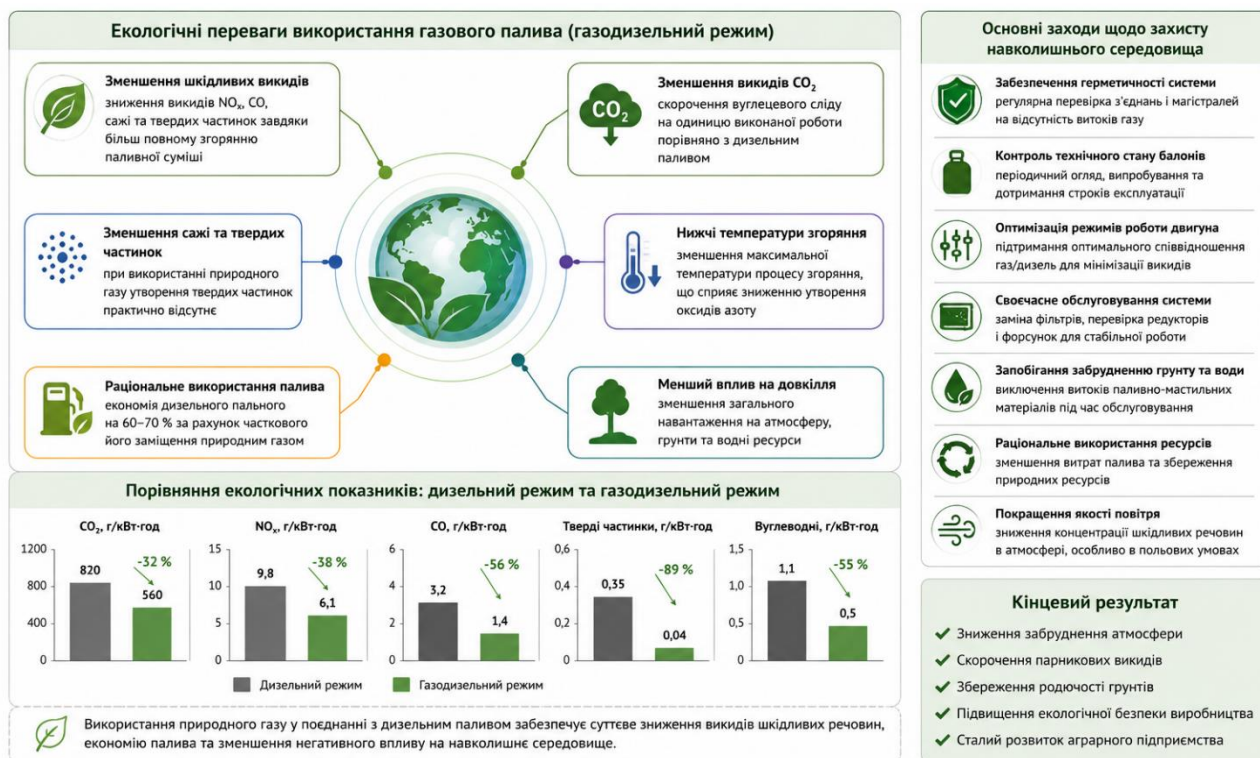


Рисунок 4.2 – Заходи що до захисту навколишнього середовища

Застосування змінної передньої касети з газовими балонами також має екологічні переваги. Відсутність додаткового навісного обладнання ззаду дозволяє зберігати нормальний розподіл маси та не збільшувати ущільнення ґрунту понад допустимі значення. Це сприяє збереженню структури орного шару та підвищує агроекологічну ефективність виробництва.

Зниження питомої витрати дизельного пального на 60–70 % у тепловому балансі циклу дозволяє скоротити загальні викиди CO₂, що позитивно впливає на екологічний стан регіону. Використання природного газу, який має нижчий вміст вуглецю порівняно з дизельним паливом, забезпечує менший вуглецевий слід на одиницю виробленої продукції.

Таким чином, впровадження газодизельної технології за умови дотримання технічних вимог та регламентів обслуговування сприяє зменшенню шкідливого впливу сільськогосподарської техніки на атмосферу, ґрунт та навколишнє середовище загалом.

4.5. Висновки

У розділі проаналізовано умови праці при експлуатації трактора Case IH MX275 у ТОВ «Крупа і К» та визначено основні небезпечні й шкідливі фактори: шум (до 75–80 дБА), вібрацію, запиленість, а також ризики, пов'язані з використанням стисненого природного газу під тиском до 20 МПа.

Обґрунтовано вимоги безпеки при встановленні та експлуатації газобалонного обладнання, зокрема необхідність контролю герметичності системи, технічного огляду балонів та застосування аварійного відсічення подачі газу. Визначено, що при роботі в газодизельному режимі зменшуються максимальні температура (з 2234 К до 2048 К) і тиск згоряння (з 12,7 до 11,8 МПа), що сприяє зниженню викидів та екологічного навантаження.

Отже, впровадження газодизельної технології є безпечним та екологічно доцільним за умови дотримання встановлених вимог охорони праці.

Розділ 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ПРОЕКТУ

5.1. Розрахунок витрат на впровадження газодизельної системи

Економічна ефективність впровадження газодизельної системи визначається співвідношенням обсягу капітальних вкладень на модернізацію та очікуваного зниження експлуатаційних витрат, насамперед витрат на паливно-енергетичні ресурси [31]. В умовах зростання вартості дизельного пального та нестабільності енергетичного ринку питання оптимізації паливних витрат набуває особливої актуальності для сільськогосподарських підприємств.

Оцінка економічної доцільності проєкту передбачає визначення повної суми інвестицій, необхідних для впровадження газодизельної технології, а також аналіз структури цих витрат [31]. До складу капітальних вкладень входять витрати на придбання газових балонів, редукційного обладнання, електронного блоку керування, форсунки, магістралей високого тиску, виготовлення та монтаж змінної касети, а також проведення монтажних і пусконаладжувальних робіт. Усі зазначені складові (табл. 5.1) формують початкові інвестиційні витрати, які є базою для подальшого визначення строку окупності та річного економічного ефекту.

Таблиця 5.1 - Витрати на впровадження газодизельної системи

№	Найменування	Кількість	Ціна, грн	Сума, грн
1	Балон CNG 150 л	12 шт	26 500	318 000
2	Редуктор високого тиску	1 шт	8 750	8 750
3	Редуктор низького тиску	1 шт	4 570	4 570
4	Газова форсунка	1 шт	5 670	5 670
5	Електронний блок керування	1 шт	8 500	8 500
6	Магістралі високого тиску	комплект	10 200	10 200
7	Металева касета	2 компл.	14 500	29000
8	Монтажні роботи	—	18 500	18 500

Загальні інвестиції в проект визначаються:

$$K_{\text{заг}} = \sum K_i \quad (5.1)$$

де: $K_{\text{заг}}$ – загальні капітальні витрати, грн;

K_i – витрати на окремі елементи системи, грн.

Вартість балонів визначається:

$$K_{\text{бал}} = n \cdot C_{\text{бал}} \quad (5.2)$$

де: $n=6$ – кількість балонів;

$C_{\text{бал}}=26500$ грн – вартість одного балона.

$$K_{\text{бал}} = 12 \cdot 26\,500 = 318\,000 \text{ грн}$$

Вартість редукційного обладнання

Вартість редукторів:

$$K_{\text{ред}} = C_{\text{вт}} + C_{\text{нт}} \quad (5.3)$$

де: $C_{\text{вт}}=8750$ грн – редуктор високого тиску;

$C_{\text{нт}}=4\,570$ грн – редуктор низького тиску.

$$K_{\text{ред}} = 8\,750 + 4\,570 = 13\,320 \text{ грн}$$

Вартість електронної системи керування $K_{\text{ЕСУ}} = 8\,500$ грн

Вартість газової форсунки $K_{\text{форс}} = 5\,670$ грн

Вартість магістралей високого тиску $K_{\text{маг}}=10\,200$ грн

Вартість змінної касети $K_{\text{кас}}=14\,500$ грн

Монтажні роботи $K_{\text{мон}}=18\,500$ грн

Загальні витрати

Підставляємо всі складові у формулу (5.1):

$$K_{\text{заг}} = K_{\text{бал}} + K_{\text{ред}} + K_{\text{ECU}} + K_{\text{форс}} + K_{\text{маг}} + K_{\text{кас}} + K_{\text{мон}}$$

$$\begin{aligned} K_{\text{заг}} &= 318000 + 13320 + 8500 + 5670 + 10200 + 29000 + 18500 = \\ &= 403190 \text{ грн} \end{aligned}$$

Структура витрат

Частка витрат на балони визначається:

$$\eta_{\text{бал}} = \frac{K_{\text{бал}}}{K_{\text{заг}}} \cdot 100\% \quad (5.4)$$

$$\eta_{\text{бал}} = \frac{318000}{403190} \cdot 100\%$$

$$\eta_{\text{бал}} \approx 78,9 \%$$

Отримані результати дозволяють обґрунтувати доцільність впровадження запропонованої системи в умовах господарства та створюють основу для подальшого аналізу економії пального й визначення показників рентабельності проєкту.

5.2. Розрахунок річної економії пального

Вихідні дані:

- питома витрата дизельного пального при номінальному навантаженні
 $g_d = 205 \text{ г/кВт} \cdot \text{год};$
- потужність двигуна $N=230 \text{ кВт}.$

Годинна витрата дизельного пального:

$$G_d = \frac{g_d \cdot N}{1000} \quad (5.5)$$

$$G_d = \frac{205 \cdot 230}{1000} = 47,15 \text{ кг/год}$$

Приймаємо: $G_d \approx 48 \text{ кг/год}$

Витрати при роботі на дизелі

Оскільки вартість дизельного пального визначається у гривнях за літр, необхідно перевести масову витрату в об'ємну. Для цього використовується густина дизельного пального $\rho_d = 0,84 \text{ кг/л}$.

Об'ємна витрата визначається за формулою:

$$Q_d = \frac{G_d}{\rho_d} \quad (5.6)$$

Підставляємо числові значення:

$$Q_d = 480,84$$

$$Q_d = \frac{48}{0,84} = 57 \text{ л/год}$$

Отже, при роботі на номінальному режимі двигун споживає приблизно 57 літрів дизельного пального за годину.

Визначення вартості пального за годину роботи

Приймаємо середню ринкову вартість дизельного пального $C_d = 88 \text{ грн/л}$

Годинні витрати на паливо визначаються:

$$Z_d = Q_d \cdot C_d \quad (5.7)$$

Підставляємо:

$$Z_d = 57 \cdot 88 = 5016 \text{ грн/год}$$

Визначення витрат пального при роботі у газодизельному режимі

При переході на газодизельний режим передбачається заміщення 60 % дизельного пального природним газом за тепловим еквівалентом. Відповідно, частка дизеля становить 40 % від початкової витрати.

Масова витрата дизеля у газодизельному режимі:

$$G_{\text{д,зал}} = 48 \cdot 0,4 = 19,2 \text{ кг/год}$$

Переведемо масову витрату в об'ємну з урахуванням густини дизеля:

$$\rho_{\text{д}} = 0,84 \text{ кг/л}$$

$$Q_{\text{д,зал}} = \frac{G_{\text{д,зал}}}{\rho_{\text{д}}} \quad (5.8)$$

$$Q_{\text{д,зал}} = \frac{19,2}{0,84} = 22,9 \text{ л/год}$$

Вартість дизельної частини:

$$Z_{\text{д,зал}} = Q_{\text{д,зал}} \cdot C_{\text{д}} \quad (5.9)$$

де $C_{\text{д}} = 88 \text{ грн/л}$

$$Z_{\text{д, зал}} = 22,9 \cdot 88 = 2015 \text{ грн/год}$$

Витрати природного газу

Годинна витрата природного газу визначена в третьому розділі становить:
 $V_{\text{Г}} = 35,6 \text{ м}^3/\text{год}$

Вартість природного газу $C_{\text{Г}} = 41 \text{ грн/м}^3$

Годинні витрати на газ:

$$Z_{\text{Г}} = V_{\text{Г}} \cdot C_{\text{Г}} \quad (5.10)$$

$$Z_{\text{Г}} = 35,6 \cdot 41 = 1460 \text{ грн/год}$$

Загальні витрати у газодизельному режимі

Сумарні витрати визначаються як сума витрат на дизель та газ:

$$Z_{\text{Гд}} = Z_{\text{д,зал}} + Z_{\text{Г}} = 2015 + 1460 = 3475 \text{ грн/год} \quad (5.11)$$

5.3. Визначення економічного ефекту та терміну окупності проєкту

Отримане значення $Z_{\text{гд}} = 3475$ грн/год характеризує повні паливні витрати при роботі трактора у газодизельному режимі. Порівняно з дизельним режимом (5016 грн/год) спостерігається суттєве зниження експлуатаційних витрат, що підтверджує економічну доцільність впровадження газодизельної системи.

Годинна економія визначається як різниця витрат:

$$E_{\text{год}} = Z_{\text{д}} - Z_{\text{гд}} \quad (5.12)$$

$$E_{\text{год}} = 5016 - 3475 = 1541 \text{ грн/год}$$

Отже, перехід на газодизельний режим дозволяє зменшити витрати на паливо на 1541 грн за кожен годину роботи трактора.

Визначення річної економії при річному напрацюванні 850 годин

Приймаємо річне напрацювання трактора $T_{\text{річ}} = 850$ год/рік

Годинна економія, отримана в результаті порівняння дизельного та газодизельного режимів, становить:

$$E_{\text{год}} = 1541 \text{ грн/год}$$

Річний економічний ефект визначається як добуток годинної економії на річне напрацювання:

$$E_{\text{річ}} = E_{\text{год}} \cdot T_{\text{річ}} \quad (5.13)$$

Підставляємо числові значення:

$$E_{\text{річ}} = 1541 \cdot 850 = 1\,309\,850 \text{ грн/рік}$$

Отримане значення 1 309 850 грн/рік характеризує сумарне зниження витрат на паливо за рік експлуатації трактора при переході на газодизельний режим за умови середнього річного завантаження 850 годин.

Таким чином, навіть при помірному рівні використання техніки економічний ефект перевищує 1,3 млн грн на рік, що свідчить про високу ефективність запропонованої модернізації.

Строк окупності

$$T_{\text{окуп}} = \frac{K_{\text{заг}}}{E_{\text{річ}}} \quad (5.14)$$

$$T_{\text{окуп}} = \frac{403190}{1\,309\,850} \approx 0,31 \text{ року або } 3,7 \text{ місяця}$$

Таблиця 5.2 – Оцінка економічних показників роботи трактора Case IH MX275

№	Показник	Одиниця	Дизельний режим	Газодизельний режим	Відх. (±)
1	Потужність двигуна	кВт	230	230	0
	Ціна дизельного пального	грн/л	88	88	-
	Ціна природного газу	грн/м³	—	41	-
2	Масова витрата дизеля	кг/год	48	19,2	-28,8
3	Об'ємна витрата дизеля	л/год	57	22,9	-34,1
4	Витрата природного газу	м³/год	—	35,6	+35,6
5	Витрати палива за годину	грн/год	5016	3475	-1541
	Річне напруцювання	год/рік	850	850	0
6	Річні витрати на паливо	грн/рік	4 263 600	2 953 750	-1 309 850
7	Капітальні витрати	грн	—	403 190	+403 190
8	Строк окупності	роки	—	0,31 (≈3,7 міс)	—

5.4. Висновки

У п'ятому розділі виконано техніко-економічну оцінку впровадження газодизельної системи на тракторі Case IH MX275 з двигуном Cummins 6TAA 9.0-04L. Визначено структуру капітальних витрат, що включають придбання газових балонів, редуційного обладнання, електронного блоку керування, магістралей високого тиску, виготовлення змінної касети та проведення монтажних робіт. Загальні інвестиційні витрати становлять 403 190 грн, при цьому найбільшу частку (78,9 %) формують витрати на систему зберігання стисненого природного газу.

Проведено розрахунок паливних витрат для дизельного та газодизельного режимів роботи. Встановлено, що при ціні дизельного пального 88 грн/л та природного газу 41 грн/м³ годинні витрати зменшуються з 5016 до 3475 грн, що забезпечує економію 1541 грн за годину роботи.

За умови річного напруцювання трактора 850 годин економічний ефект становить 1 309 850 грн на рік. Строк окупності інвестицій складає 0,31 року, або приблизно 3,7 місяця.

Отримані результати підтверджують економічну доцільність впровадження газодизельної технології в умовах ТОВ «Крупа і К», оскільки модернізація забезпечує значне зниження експлуатаційних витрат, швидку окупність та підвищення енергетичної ефективності виробництва.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі вирішено актуальне науково-практичне завдання підвищення ефективності роботи трактора Case IH MX275 з двигуном Cummins 6TAA 9.0-04L шляхом переведення його на газодизельний режим.

У першому розділі проаналізовано виробничу діяльність ТОВ «Крупа і К», структуру машинно-тракторного парку та енергозабезпеченість господарства. Встановлено, що трактор Case IH MX275 виконує найбільш енергоємні операції, а витрати на дизельне пальне формують значну частку собівартості продукції. Це обґрунтовує доцільність пошуку альтернативних паливних рішень.

У другому розділі виконано аналіз конструктивних особливостей трактора та двигуна Cummins 6TAA 9.0-04L, розглянуто принципи роботи дизельного та газодизельного циклів, а також проаналізовано існуючі технічні рішення регулювання потужності газодизеля. Обґрунтовано вибір електронно-керованої системи подачі газу як найбільш ефективного та технологічно доцільного рішення.

У третьому розділі розроблено конструктивну схему системи живлення двигуна при роботі в газодизельному режимі, виконано тепловий розрахунок процесів впуску, стиску, згоряння та розширення. Встановлено, що при газодизельному режимі максимальна температура згоряння зменшується з 2234 К до 2048 К, а максимальний тиск – з 12,7 до 11,8 МПа, що позитивно впливає на термічну та механічну напруженість деталей двигуна. Також виконано розрахунок кількості газових балонів та визначено їх оптимальне розміщення.

У четвертому розділі проаналізовано умови праці при експлуатації трактора та визначено основні небезпечні й шкідливі фактори. Розроблено вимоги безпеки при встановленні та експлуатації газобалонного обладнання, а також заходи щодо зниження впливу на навколишнє середовище. Доведено, що використання природного газу сприяє зменшенню викидів сажі та оксидів азоту.

У п'ятому розділі проведено техніко-економічну оцінку проєкту. Загальні інвестиційні витрати становлять 403 190 грн. При річному напрацюванні 850

годин економія пального становить 1 309 850 грн на рік, а строк окупності інвестицій – 0,31 року (приблизно 3,7 місяця). Отримані результати свідчать про високу економічну ефективність запропонованої модернізації.

Таким чином, поставлена в роботі мета досягнута, а впровадження газодизельної системи на тракторі Case IH MX275 є технічно обґрунтованим, економічно доцільним та екологічно ефективним рішенням для умов господарства.

ЛІТЕРАТУРА

1. Корпач А.О. Аналіз та перспективи використання газоподібних видів палива для двигунів внутрішнього згоряння / Корпач А.О., Петриченко Б.В., Лазейкін Є.Г.// ВНТУ. – 2021. – №23 – С. 223-226.
2. «Про схвалення Енергетичної стратегії України». <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/436-2006-%D1%80#Text>
3. Паливо-мастильні та інші експлуатаційні матеріали. технічні рідини та системи їх забезпечення. І.М. Бендера, В.І. Дуганець, М.І. Кизима та ін. – Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин Я.І. 2016. – 420 с.
4. Двигуни внутрішнього згоряння : Наук.-техн. журн. ХНАДУ. URL: <http://dvz.khadi.kharkov.ua> (дата звернення: 09.10.2025).
5. Паливо-мастильні матеріали, технічні рідини та системи їх забезпечення. К/ Упор. В.Я.Чабанний. – Кіровоград: Центрально-Українське видавництво, 2008. – 353с.
6. Звіт господарської діяльності за 2023-2025 р. ТОВ «Крупа і К»
7. Case IH. Magnum Series Tractors – Technical Specifications (MX275). Official product specifications. URL: <https://www.caseih.com> (дата звернення: 09.04.2026).
8. Cummins Inc. 6CTA8.3 and 6TAA8.9 Mechanical & Electronic Engines. – Columbus, USA : Cummins Engine Company, 2003. – 16 p.
9. Heywood J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. 2nd ed. New York : McGraw-Hill Education, 2018. 1039 p.
10. Karim G. A. Dual-Fuel Diesel Engines. Boca Raton : CRC Press, 2015. 360 p.
11. Papagiannakis R. G., Hountalas D. T. Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI diesel engine // Applied Thermal Engineering. 2004. Vol. 24, No. 5–6. P. 703–719. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2003.10.016.

12. Улексин В. А., Стремоухов А. Б. Переведення автотракторних дизелів у газодизелі : монографія. Дніпро, 2020. 227 с. 9. Б. С. Маріянко. Дослідження впливу на показники газодизеля вдосконалення системи живлення застосуванням газовипускного пристрою. Наукові праці ВНТУ. – 2014, № 2. – С. 24-29
13. Авдеев А. В. Контроль спалювання газоподібного палива / Авдеев А. В. – К.: Енергія, 1995. – 264 с.
14. Поляков А. П. Експериментальні дослідження дозатора газу / А. П. Поляков, М. М. Мартиненко // Збірник наукових праць ЦНДІ ОБТ ЗСУ. – 2002. – Випуск 11. – С. 187 – 191.
15. <https://autoexpert-consulting.com/stati/systemy-auto/9050-vseядnyj-dizel-prokormit-desheвле.html>
16. Патент на винахід країни № 87768. Пристрій для регулювання потужності газодизеля. Бабич О. С., Улексін В.О. Патент опубліковано 10.08.2009, бюл. № 15/2009
17. Патент на винахід країни № 46365. Спосіб і пристрій регулювання потужності газодизеля. Бабич О. С., Єлісеєнко І. А., Кухаренко П. М., Улексін В.О. Патент опубліковано 15.05.2002, бюл. № 5/2002
18. Улексін В.О. Робота автотракторних дизелів на газі / Улексін В.О, Бабич А.С., Кухаренко П.М. – Дніпропетровськ: ДДАЕУ, 2006. – 126с.
19. Газобалонне обладнання автомобіля. – К. Вид. «Моноліт». 2020. с. 78
20. Методичні вказівки до першої частини курсової роботи з дисципліни «Трактори і автомобілі» – «Баланс потужності енергетичного засобу. Розрахунок автотракторного двигуна» / Дніпропетр. держ. агр.-екон. ун-т.: Дніпропетровськ, 2015. – 76 с.
21. Яцковський В. І. Сучасні методи розрахунків ДВЗ / В. І. Яцковський, І. В. Гунько, О. В. Гуцаленко. – Вінниця : РВВ ВНАУ, 2016. – 132 с.
22. Сандомирський М. Г. Трактори та автомобілі. Ч. І. Автотракторні двигуни : навч. посіб. / [М. Г. Сандомирський, М. Ф. Бойко, А. Т. Лебедев та ін.] ; за ред. проф. А. Т. Лебедева. – К. : Вища школа., 2000. – 357 с. : іл.

23. Поляков А. П., Маріянко Б. С. Дослідження впливу на показники газодизеля вдосконалення системи живлення застосуванням газовпускного пристрою // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – 2014. – № 2. – С. 1–6.
24. Долганов К.Е., Говорун А.Г., П'яничко О.І., та ін. Автомобілі з бензогазовими двигунами і газодизелі: особливості конструкції і технічного обслуговування. К.:Техніка, 1991. 128 с.
25. Шапко В. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння. Основи теорії та динаміки: навчальний посібник. Кременчук: Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського, 2025. 209 с.
26. Охорона праці : підручник / за ред. К. Н. Ткачука. Київ : Основа, 2016. 456 с.
27. Закон України «Про охорону навколишнього природного середовища» : № 1264-ХІІ від 25.06.1991 (зі змін. станом на 2015 р.). Київ : Верховна Рада України, 2015.
28. ДСТУ 12.0.003-2015 Система стандартів безпеки праці. Небезпечні та шкідливі виробничі фактори. Класифікація.–Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2015. – 12 с.
29. Правила пожежної безпеки в Україні : затв. наказом МВС України № 1417 від 30.12.2014 (зі змін.). Київ : МВС України, 2015. 120 с.
30. Ковальов С.О., Назаренко К.С. Екологічні аспекти переобладнання дизелів у газодизелі. Науково-виробничий журнал. 2003. №5 (175). С. 15–18
31. Методика визначення економічної ефективності використання в сільському господарстві нової техніки і технологій. – Київ: УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, 2010. – 52 с.

ДОДАТКИ

Додаток А
Таблиця А.1 – Технічні параметри трактора Case IH MX275

№	Параметр	Поз.	Значення	Одиниця
1	Тип трактора	—	Колісний, повнопривідний	—
2	Колісна формула	—	4×4	—
3	Тяговий клас	—	5	—
4	Номінальна потужність двигуна	Ne	240	кВт
5	Максимальний крутний момент	Mmax	1500	Н·м
6	Номінальна частота обертання	n	2100	хв ⁻¹
7	Експлуатаційна маса	mтр	11 800	кг
8	Максимальна допустима маса	mmax	16 000	кг
9	Колісна база	L	3000	мм
10	Довжина трактора	l	6000	мм
11	Ширина трактора	b	3000	мм
12	Висота до кабіни	h	3100	мм
13	Дорожній просвіт	hd	450	мм
14	Максимальна транспортна швидкість	Vmax	40	км/год
15	Ємність паливного бака	Vд	650	л
16	Маса штатного переднього баласту	mбал	900	кг
17	Вантажопідйомність задньої навіски	Fнав	9000	кг
18	Продуктивність гідросистеми	Qгідр	200	л/хв

Таблиця А.2 – Вихідні дані та технічні параметри двигуна **Cummins 6TAA 9.0-04L**

№	Параметр	Позн.	Значення	Одиниця
1	Тип двигуна	—	Дизельний, 4-тактний, турбонаддув	—
2	Кількість циліндрів	i	6 (рядне розташування)	—
3	Робочий об'єм	V _h	8,9	л
4	Діаметр циліндра	D	114	мм
5	Хід поршня	S	145	мм
6	Ступінь стиску	ε	16,5	—
7	Номінальна потужність	Ne	240	кВт
8	Номінальна частота обертання	n	2100	хв ⁻¹
9	Максимальний крутний момент	M _{max}	1500	Н·м
10	Питома витрата дизельного палива	g _e	200	г/кВт·год
11	Нижча теплота згоряння дизельного палива	Q _{н.д}	42,5	МДж/кг
12	Нижча теплота згоряння метану	Q _{н.г}	48	МДж/кг
13	Максимальний тиск у системі Common Rail	P _{cr}	140–160	МПа
14	Тиск зберігання метану в балонах	P _{бал}	20–25	МПа
15	Робочий тиск газу після редуктора	P _г	0,05–0,1	МПа
16	Прийнятий коефіцієнт заміщення (розрахунковий орієнтир)	k	0,6	—

Додаток Б

Таблиця Б.1 – Складові системи живлення газодизеля

№	Найменування елемента	Марка / модель	Основні технічні параметри	Примітка
1	2	3	4	5
1	Газовий балон (тип IV)	Hexagon Purus 150L 200bar	Об'єм 150 л; робочий тиск 20 МПа; Ø 406 мм; L 1100 мм; маса 80 кг	6 шт у змінній касеті
2	Заправочний пристрій CNG	WEH TN1 CNG	Робочий тиск 20–25 МПа; швидкороз'єм; стандарт NGV1	Передня панель касети
3	Високонапірний трубопровід	Parker CNG HP	Робочий тиск 25 МПа; Ø 8–12 мм; сталь нержавіюча	Від балонів до редуктора
4	Фільтр високого тиску	Parker FFC Series	Тиск до 25 МПа; фільтрація 5 мкм	Перед редуктором ВТ
5	Редуктор високого тиску	Tomasetto AT12 CNG HP	Вхід 20 МПа; вихід 1,0–1,5 МПа; продуктивність до 40 кг/год	1 ступінь редукції
6	Редуктор низького тиску	Zenit CNG Reducer	Вхід 1,0 МПа; вихід 0,05–0,1 МПа; стабілізація тиску	2 ступінь редукції
7	Газовий фільтр низького тиску	Certools F-781	Робочий тиск до 1 МПа; тонкість фільтрації 10 мкм	Перед форсункою
8	Газова форсунка	Bosch NGI2 CNG	Тиск 0,05–1,0 МПа; імпульс 2–8 мс; продуктивність до 35 кг/год	1 форсунка у змішувач
9	Змішувач (впускний модуль)	Індивідуальне виготовлення	Монтаж після турбокомпресора; Ø під патрубок 100–120 мм	Інтеграція у впуск
10	Електромагнітний клапан	OMB CNG Safety Valve	Тиск 20 МПа; автоматичне відсічення	Аварійне перекриття
11	Датчик тиску газу	Bosch 0261545059	Діапазон 0–2 МПа; сигнал 0–5 В	Контроль низького тиску
12	Датчик тиску в балоні	Wika CNG Sensor	Діапазон 0–25 МПа	Моніторинг запасу

1	2	3	4	5
13	Датчик температури газу	NTC 10k	Діапазон $-40...+150\text{ }^{\circ}\text{C}$	Корекція подачі
14	Блок керування газом	Zenit Diesel ECU (AG Centrum, Польща)	CAN-інтерфейс; синхронізація з ECU двигуна; корекція подачі за навантаженням	Основний керуючий модуль
15	Штатний блок керування двигуном	Cummins ECM	Common Rail; тиск упорскування до 160 МПа	Керує дизельною частиною
16	Паливний насос високого тиску (дизель)	Bosch CP3	Тиск до 160 МПа; продуктивність відповідно до 9,0 л двигуна	Штатний вузол
17	Паливна рампа	Cummins Common Rail	Робочий тиск 140–160 МПа	Штатна система

ПУБЛІКАЦІЯ ЗА ТЕМОЮ

ЖИТОМИРСЬКИЙ АГРОТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ



ЗБІРНИК ТЕЗ

XII Міжнародної науково-практичної конференції
**«Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та
технічного сервісу сільськогосподарських машин і
знарядь»**

29 квітня 2026 року

м. Житомир

Ріжучі органи, такі як ножі косарок і ріжучі апарати жаток, піддаються складному абразивно-втомному зношуванню. Під час роботи вони функціонують у важких умовах високих швидкостей та періодичних ударних навантажень, що спричиняє поступове затуплення ріжучих кромки, утворення мікротріщин і викришування матеріалу. Додатково інтенсивність зношування значно зростає через контакт із рослинною масою, що містить абразивні домішки піску, пилу та частинок ґрунту. До основних причин зношування також належать високошвидкісне різання щільної та неоднорідної рослинної маси, нерівномірне навантаження на ріжучі елементи, вібрації під час роботи агрегатів, а також вплив пилового середовища, яке посилює абразивний ефект. Сукупність цих факторів призводить до інтенсивного руйнування ріжучих кромки і скорочення ресурсу робочих органів.

Елементи трансмісії, зокрема вали, шестерні та підшипники, працюють в умовах змінних (циклічних) навантажень і потребують стабільного формування мастильної плівки для нормального функціонування. Порушення її цілісності призводить до інтенсивного адгезійного та втомного зношування, яке проявляється у вигляді мікротріщин, задирів і поступового руйнування робочих поверхонь. Серед основних причин такого зношування слід відзначити недостатнє або нерівномірне змащування, що сприяє мікрозварюванню контактуючих поверхонь. Значний вплив мають також циклічні навантаження, які викликають накопичення втомних пошкоджень і утворення мікротріщин у металі. Окрему роль відіграє контакт зубців шестерень при високих навантаженнях і недостатній товщині мастильної плівки, що посилює тертя та пришвидшує руйнування поверхневих шарів деталей.

Окрему групу складають деталі, що експлуатуються у вологому або агресивному середовищі, зокрема штоки гідроциліндрів. Для них характерний процес корозійно-механічного зношування, який є результатом одночасної дії хімічно активного середовища та механічного тертя ущільнювальних елементів. Додатковими чинниками інтенсифікації зносу є постійний контакт із вологою, проникнення агресивних домішок (солей, кислот, абразивних частинок), циклічні переміщення штока, а також порушення цілісності захисних покриттів. У результаті виникає корозійне ураження поверхні, яке в поєднанні з тертям призводить до прискореного руйнування робочих поверхонь і зниження ресурсу деталей.

Таким чином, аналіз показує, що зношування робочих органів сільськогосподарської техніки має комплексний характер і визначається сукупністю абразивних, адгезійних, втомних та корозійних процесів. Розуміння цих закономірностей є необхідним для розробки ефективних заходів підвищення довговічності машин та зниження експлуатаційних витрат.

Список літератури

1. Рева С. В. Вплив демпфування на стійкість механічних систем. Collection of scientific papers «АГОС». Seoul, South Korea, 2025. С. 185–187.
2. Савченко В. М., Веремій Т. Б. Механізм абразивного зношування робочих органів посівних комплексів. Підвищення надійності машин і обладнання. Increase of Machine and Equipment Reliability : матеріали міжнар. наук.-практ. конф. Кропивницький : ЦНТУ, 2020. С. 19–20.
3. Журавель Д. П., Гвоздовський О. М. Обґрунтування видів зношування енергетичних засобів та методів їх оцінки. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі* : матеріали II міжнар. конф. (Мелітополь, 2–27 листопада 2020 р.). Мелітополь, 2020. С. 514–520.

143. Бойко В.Б. Крупа А.В. Дніпровський державний аграрно-економічний університет м. Дніпро, Україна.

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ СХЕМИ І ПАРАМЕТРІВ ГАЗОДИЗЕЛЬНОЇ СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ ДВИГУНА CUMMINS 6TAA 9.0-04L ТРАКТОРА CASE IH MX275

Постановка проблеми.

Сучасний розвиток аграрного виробництва супроводжується зростанням витрат на паливно-енергетичні ресурси, що безпосередньо впливає на собівартість сільськогосподарської продукції. Значна частка енергоспоживання припадає на тракторний парк, зокрема на потужні енергозасоби типу тракторів CASE, оснащених дизельними двигунами Cummins 6TAA 9.0-04L. Використання традиційного дизельного палива в умовах нестабільних цін та обмежених ресурсів обумовлює необхідність пошуку альтернативних шляхів підвищення ефективності їх роботи. Одним із

перспективних напрямів є впровадження газодизельних систем живлення, які дозволяють частково заміщувати дизельне паливо газоподібним, знижуючи витрати та покращуючи екологічні показники.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Аналіз наукових праць свідчить, що питання використання газодизельних двигунів є актуальним напрямом підвищення енергетичної та економічної ефективності транспортних і сільськогосподарських машин. У роботах вітчизняних дослідників розглядаються процеси сумішоутворення та вплив параметрів подачі газу на показники роботи двигуна. Зокрема, у дослідженні Полякова А.П. встановлено, що вдосконалення системи подачі газу у впускний колектор сприяє покращенню процесу сумішоутворення та підвищенню економічності циклу двигуна [1].

У фундаментальних працях з теорії двигунів внутрішнього згоряння відзначається, що використання альтернативних видів палива, зокрема природного газу, дозволяє зменшити питомі витрати дизельного палива та підвищити ефективність робочого процесу двигуна за умови оптимізації параметрів упорскування і сумішоутворення [2].

Крім того, сучасні дослідження систем живлення газодизелів підтверджують, що впровадження додаткової газової апаратури не потребує суттєвих змін конструкції базового двигуна, однак вимагає обґрунтування параметрів подачі газу та оптимізації системи керування для забезпечення стабільної роботи [3].

Разом з тим, незважаючи на наявність значної кількості досліджень, недостатньо уваги приділено адаптації газодизельних систем до конкретних моделей тракторних двигунів, зокрема Cummins 6TAA 9.0-04L, що працюють у змінних навантажувальних режимах, характерних для сільськогосподарського виробництва.

Метою дослідження є обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів газодизельної системи живлення двигуна Cummins 6TAA 9.0-04L тракторів CASE для підвищення їх паливної економічності, енергетичної ефективності та екологічних показників роботи.

Результати досліджень.

У результаті проведеного аналізу існуючих конструктивних рішень газодизельних систем живлення [4–6] обґрунтовано схему газодизельної системи двигуна Cummins 6TAA 9.0-04L трактора CASE IH MX275. Запропонована схема (рис. 1) передбачає інтеграцію додаткового газового контуру без суттєвого втручання у штатну дизельну систему, що забезпечує універсальність та можливість модернізації існуючої техніки.



Рис.1. Газодизельна система живлення двигуна Cummins 6TAA 9.0-04L трактора CASE IH MX275

1 – трактор CASE IH MX275; 2 – паливний насос високого тиску; 3 – регулятор витрати газу; 4 – змішувач; 5 – балони; 6 – корзина кріплення балонів; 7 – витратний кран; 8 – манометр; 9 – редуктор високого тиску; 10 – фільтр; 11 – редуктор-регулятор низького тиску; 12 – магістраль

На основі теоретичних досліджень встановлено, що ефективність роботи двигуна в газодизельному режимі визначається коефіцієнтом заміщення дизельного палива газом:

$$k = \frac{m_{\text{газ}}}{m_{\text{диз}} + m_{\text{газ}}} \quad (1)$$

де $m_{\text{газ}}$ і $m_{\text{диз}}$ – масові витрати відповідно газу та дизеля, кг/с.

Паливна ефективність роботи двигуна оцінювалась за питомою ефективною витратою палива:

$$g_e = \frac{G_{\text{пал}}}{N_e} \quad (2)$$

де $G_{\text{пал}}$ – сумарна витрата палива, кг/год

N_e – ефективна потужність двигуна, кВт.

Зміна ефективної потужності двигуна залежно від коефіцієнта заміщення та режиму роботи може бути представлена у вигляді функціональної залежності:

$$N_e = N_{e0} \cdot (1 - ak^2 + bk \cdot \varphi) \quad (3)$$

де N_{e0} – потужність двигуна в дизельному режимі, кВт;

k – коефіцієнт заміщення;

φ – коефіцієнт навантаження двигуна (0–1);

a, b – емпіричні коефіцієнти, що враховують умови згоряння.

Теоретичний аналіз показує, що при зростанні коефіцієнта заміщення спостерігається зниження витрати дизельного палива, однак надмірне збільшення частки газу призводить до погіршення умов згоряння та зниження потужності двигуна. Оптимум досягається при балансі між економією палива та стабільністю робочого процесу.

Встановлено, що оптимальне значення коефіцієнта заміщення знаходиться в межах $k=0,3-0,4$, що відповідає заміщенню дизельного палива на рівні 30–40 %. У цьому діапазоні забезпечується максимальна ефективність роботи двигуна без втрати потужності.

Визначено (рис. 2), що найбільш ефективна робота газодизельної системи досягається при середніх і високих навантаженнях двигуна ($\varphi=0,6-0,9$), що характерно для виконання основних польових робіт. У цих умовах забезпечується стабільне сумішоутворення, повніше згоряння палива та максимальне використання енергетичного потенціалу газу.

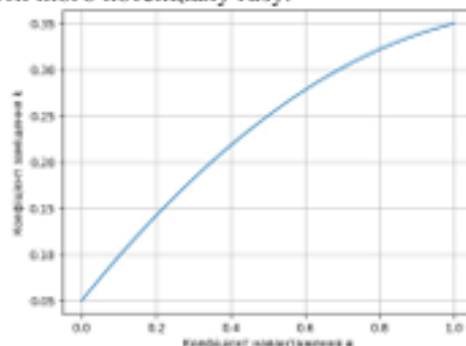


Рис.2. Залежність коефіцієнта заміщення k від навантаження двигуна φ

Додатково встановлено, що застосування газодизельного режиму роботи позитивно впливає на екологічні показники двигуна. Це обумовлено тим, що природний газ (метан) має нижчий вміст вуглецю та практично не містить сірки, що сприяє більш повному згорянню паливної суміші.

Теоретичний аналіз показує, що при оптимальному коефіцієнті заміщення $k=0,3-0,4$ досягаються такі зміни екологічних показників:

- зниження викидів оксиду вуглецю (CO) на 15–25 %;
- зменшення викидів незгорілих вуглеводнів (HC) на 20–30 %;
- зниження викидів твердих частинок (сажі) до 40–60 %;
- незначне збільшення або стабілізація викидів оксидів азоту (NOx), що пов'язано з підвищенням температури згоряння.

Поліпшення екологічних показників також підтверджується зменшенням коефіцієнта димності відпрацьованих газів, що є характерною ознакою більш повного згоряння палива. Таким чином, використання газодизельної системи живлення дозволяє не лише підвищити паливну економічність та енергетичну ефективність двигуна, але й істотно знизити негативний вплив на навколишнє середовище, що є важливим фактором у сучасних умовах розвитку сільськогосподарського виробництва.

Висновок. У результаті проведеного аналізу та теоретичних досліджень обґрунтовано доцільність впровадження газодизельної системи живлення для двигуна Cummins 6TAA 9.0-04L тракторів Case IH MX275. Встановлено, що оптимальне значення коефіцієнта заміщення знаходиться в межах $k=0,3-0,4$, що забезпечує зниження витрати дизельного палива до 30–40 % без втрати потужності двигуна. Доведено, що найбільш ефективна робота системи досягається при середніх і високих навантаженнях, характерних для польових робіт. При цьому спостерігається покращення екологічних показників двигуна за рахунок зниження викидів шкідливих речовин. Отримані результати підтверджують ефективність запропонованого технічного рішення та його перспективність для використання в сільськогосподарській техніці.

Список використаних джерел

1. Поляков А. П., Маріянко Б. С. Дослідження впливу на показники газодизеля вдосконалення системи живлення застосуванням газовпускного пристрою // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – 2014. – № 2. – С. 1–6.
2. Долганов К.Е., Говорун А.Г., П'яничко О.І., та ін. Автомобілі з бензогазовими двигунами і газодизелі: особливості конструкції і технічного обслуговування. К.:Техніка, 1991. 128 с.
3. Шапко В. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння. Основи теорії та динаміки: навчальний посібник. Кременчук: Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського, 2025. 209 с.
4. Система регулювання газодизеля: пат. 89683 Україні, (51) МПК(2009) F02D 19/00. Лінник Є.В., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2008 02031 від 18.02.2008; опубл. 25.02.2010. Бюл. № 4.
5. Улексін В. О., Бабич А. С., Кухаренко П. М. Робота автотракторних дизелів на газі : навч. посіб. – Дніпропетровськ : ДДАЕУ, 2006. – 126 с.
6. Ковальов С.О., Назаренко К.С. Екологічні аспекти переобладнання дизелів у газодизелі. Науково-виробничий журнал. 2003. №5 (175). С. 15–18

144. Баранова О.В. Миколаївський національний аграрний університет м. Миколаїв, Україна.

ОЦІНКА МІЦНОСТІ ТА ДЕФОРМАЦІЙ ВУЗЛІВ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПЕРЕРОБКИ ТОМАТІВ

Проектування та модернізація обладнання для переробки томатів потребують комплексного врахування сукупності взаємопов'язаних факторів, зокрема фізико-механічних властивостей сировини, параметрів технологічного процесу, заданого рівня продуктивності та показників економічної ефективності експлуатації. Функціонування систем сортування та миття має забезпечувати нормативно обґрунтований рівень очищення плодів і їх диференціацію за розмірними та якісними ознаками. Продуктивність технологічних ліній визначається масштабами виробництва та варіюється в широкому діапазоні – від сотень кілограмів до кількох тон сировини за годину.

Сучасні переробні підприємства висувають підвищені вимоги до точності реалізації технологічних операцій, що зумовлює необхідність підвищення конструктивної досконалості обладнання. Водночас машини харчової промисловості характеризуються значною матеріало- та енергоємністю, що обумовлює актуальність оптимізації їх конструктивних і режимних параметрів. Важливим аспектом є забезпечення відповідності параметрів обладнання фізико-механічним і технологічним властивостям томатної сировини. Традиційні технологічні схеми передбачають роздільну реалізацію процесів подрібнення та протирання, проте вплив конструктивних і режимних характеристик обладнання на інтегральні показники ефективності технологічних ліній досліджено недостатньо [1].

У цьому контексті обґрунтування раціональних конструктивних і режимних параметрів машин для протирання томатної м'якоті є визначальним етапом удосконалення технології виробництва томатного соку. Модернізація обладнання має бути спрямована на підвищення продуктивності та якості готової продукції за одночасного зниження енерговитрат і експлуатаційних витрат [2].

Запропоноване конструктивне рішення забезпечує інтенсифікацію технологічного процесу за рахунок інтеграції операцій подрібнення та протирання в межах єдиного робочого вузла. Для наукового обґрунтування його параметрів виконано аналіз напружено-деформованого стану основних елементів обладнання для переробки томатів [3, 6].

У таблиці 1 початкові дані для розрахунку напружено-деформованого стану робочих елементів пристрою для переробки томатів.

Визначимо колові напруження на барабані:

$$\sigma_{\theta} = \frac{pR}{t} = \frac{0,05 \cdot 10^6 \cdot 0,15}{0,004} = 1,875 \text{ МПа} \quad (1)$$

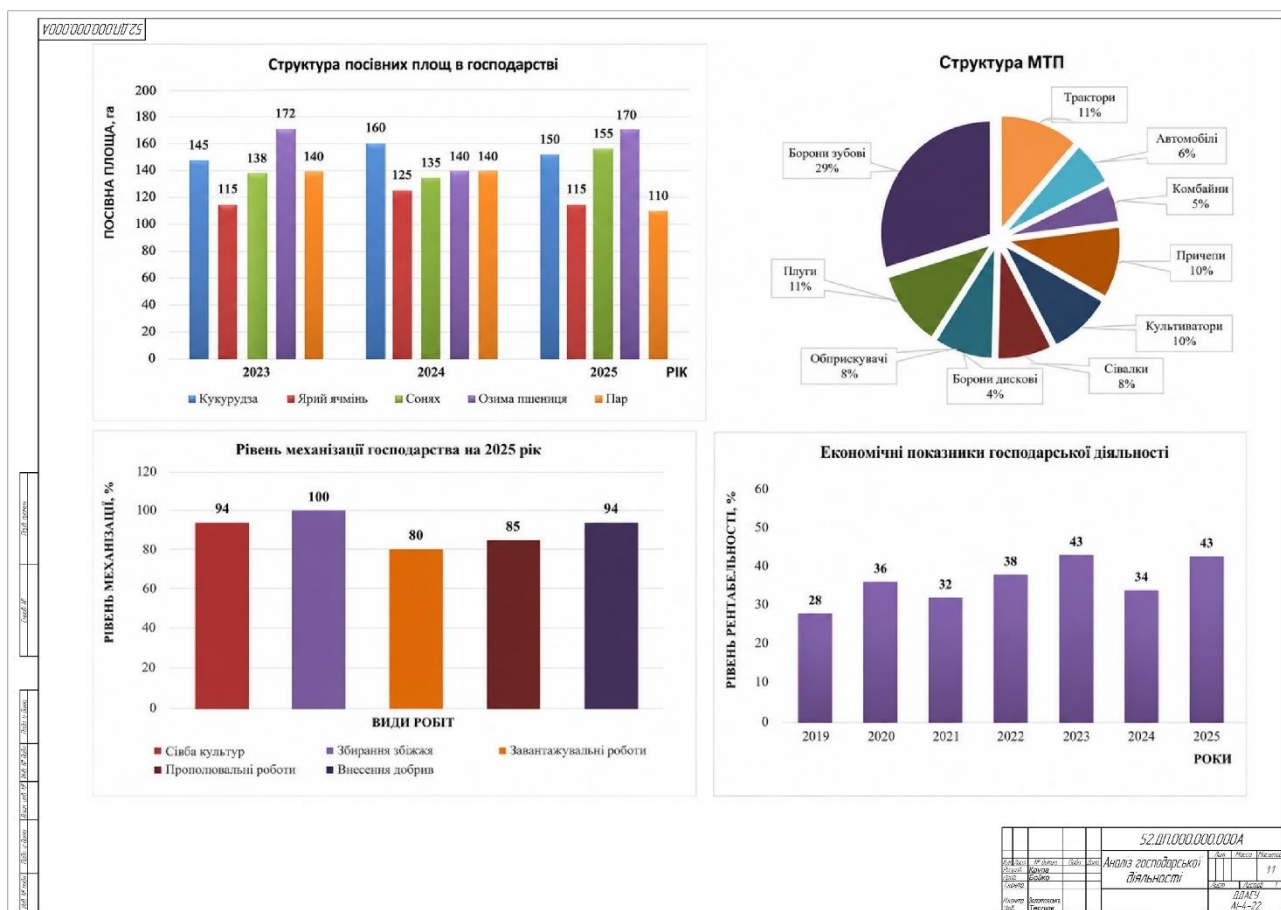
Наступним кроком необхідно визначити поздовжні напруження:

$$\sigma_L = \frac{pR}{2t} = 0,94 \text{ МПа} \quad (2)$$

Полярний момент опору тонкостінного циліндра:

$$W_p = \frac{\pi R^3 t}{2} = \frac{3,14 \cdot 0,15^3 \cdot 0,004}{2} = 16,5 \text{ МПа} \quad (3)$$

Еквівалентне напруження визначається:

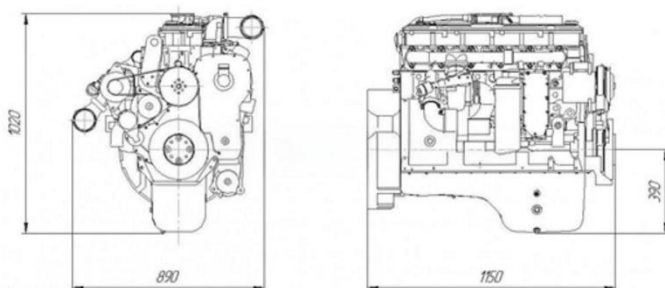


52111066.000.0001X

Трактор Case IH MX275



Двигун Cummins 6TAA 9.0-04L



Трактор Case IH MX275

Маса трактора конструктивна (експлуатаційна), кг	9 400 11 500 – 12 500 кг
Габаритні розміри, мм:	
Довжина	5 950
Ширина	3 050
Висота	3 260
База, мм	3 005
Колія, мм (регульована безступінчат)	
передніх коліс	1 524.....2 235
задніх коліс	1 524.....3 048
Мінімальний радіус поворотопосередини сліду зовнішнього переднього колеса при колії мм з підгальмовуванням внутрішнього заднього колеса, м, не більше	5,3
Тип ходової системи	Колісна, 4x4
Швидкість руху, км/год	1....40
Двигун Cummins 6TAA 9.0-44L	
Параметр	Значення
Тип двигуна	Дизельний, 4-тактний, з турбонаддувом
Кількість і розташування циліндрів	6, рядніс
Робочий об'єм, л	8,9–9,0
Діаметр циліндра × хід поршня, мм	114 × 145
Номінальна потужність, кВт (к.с.)	228–250 (310–340)
Максимальний крутний момент, Н·м	1450–1600
Ступінь стиску	≈ 16,5
Номінальна частота обертання, хв ⁻¹	2100–2200
Питома витрата палива (дизель), г/кВт·год	195–205
Тип надуву	Турбонадув + intercooler
Система охолодження	Рідина, примусова

				52 ДП066.000.0000ТХ			
				Об'єкт модернізації			
№ п/п	№ вимоги	Єдиниц	Ціна	Дат	Місяц	Рік	99
Автомобіль	Вантаж. 4х4						
Автомобіль	Вантаж. 4х4						
Транспорт							
Навчання	Транспорт 4х4						
Ціна	Транспорт 4х4						
				000429 А0-4-22			

VOOOO0099010725



Розміщення балонів попереду трактора New Holland T6



Бакове розміщення балонів на тракторі New Holland T6



Розміщення балонів на даху кабіни трактора

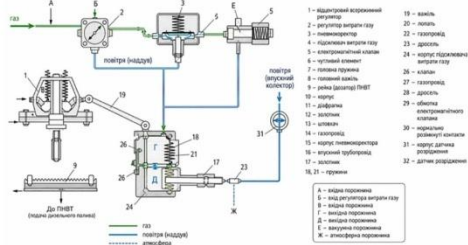


Рисунок 2.6 – Схема регулювання потужності газодизеля (патент № 87768)

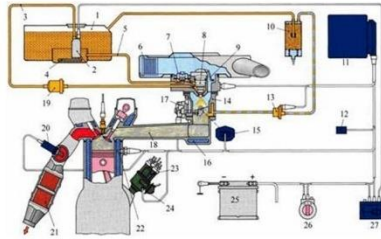


Рисунок 2.4 – Схема двопаливної системи живлення з електронним керуванням Zenit

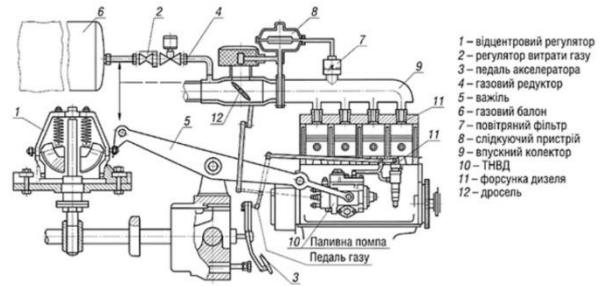


Рисунок 2.5 – Схема регулювання потужності газодизеля (патент № 46365)

52.01066.000.0004			
Знак	№ докум.	Дата	Вид
000000	000000	0000	0000
Анотація			
Регулювання потужності газодизеля			
БІЛЕТ			
Від-4-27			
Контроль			

